



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta strojní



STUDIE VOZIDLOVÉHO MOTORU S PRODLOUŽENOU EXPANZÍ

Diplomová práce

Studijní program: N2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T010 – Konstrukce strojů a zařízení
Autor práce: **Bc. Jan Kruliš**
Vedoucí práce: prof. Ing. Stanislav Beroun, CSc.





TECHNICAL UNIVERSITY OF LIBEREC
Faculty of Mechanical Engineering ■

THE STUDY OF THE AUTOMOTIVE ICE WITH THE PROLONGATED EXPANSION

Diploma thesis

Study programme: N2301 – Mechanical Engineering
Study branch: 2302T010 – Machine and Equipment Systems
Author: **Bc. Jan Kruliš**
Supervisor: prof. Ing. Stanislav Beroun, CSc.



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Jan Kruliš**
Osobní číslo: **S13000461**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Konstrukce strojů a zařízení**
Název tématu: **Studie vozidlového motoru s prodlouženou expanzí**
Zadávající katedra: **Katedra vozidel a motorů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :


1. V úvodní (rešeršní) části se zabývejte technickou úrovní současných vozidlových zážehových motorů, vysvětlete důvody hledání dalších technických opatření ke zvyšování celkové účinnosti motorů a na několika případech ukažte nové koncepční přístupy ke konstrukčním inovacím vozidlových zážehových motorů a uveďte jejich přínosy.
2. Vysvětlete koncepci "pětidobého" motoru Schmitz/Illmor a výpočtovými nástroji (zjednodušeně i pomocí numerického modelování) proveďte pro zvolené rozměry motoru posouzení potenciálu této koncepce z hlediska zvýšení celkové účinnosti motoru i dosažitelného výkonu. Výsledky vypočtených parametrů porovnejte s odpovídajícími vlastnostmi srovnatelného klasického čtyřdobého motoru.
3. Podrobněji se věnujte podmínkám a požadavkům pro technickou realizaci tohoto motoru a rozdílům v provedení hlavních konstrukčních skupin proti klasickému čtyřdobému motoru.
4. Navrhněte konstrukční studii "pětidobého" motoru Schmitz/Illmor pro zvolené rozměry a výkon vozidlového motoru. Vypracujte výrobní výkres zvoleného hlavního dílu motoru.
5. Vyhodnocení provedených prací, závěr. Výsledky řešené diplomové práce jsou určeny k využití v rámci výzkumného programu Laboratoře pohonných jednotek.

Rozsah grafických prací: dle bodů 2 a 4 Zásad
Rozsah pracovní zprávy: 50 str. textu vč. příloh
Forma zpracování diplomové práce: tištěná/elektronická
Seznam odborné literatury:

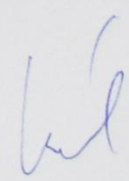
- [1] HEYWOOD, J. B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill, Inc., 1988. ISBN 0-07-028637-X. (Knihovna KVM).
- [2] BEROUN, Stanislav a Karel PÁV. *Vybrané statě z vozidlových spalovacích motorů*. Skripta KVM FS TUL, 2013. ISBN 978-80-7372-957-8.
- [3] Pětidobý motor Illmor. K dohledání na www.
- [4] Výpočtový program WaweBuild, Ricardo Software. K dispozici na KVM FS TUL.

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Stanislav Beroun, CSc.
Katedra vozidel a motorů

Datum zadání diplomové práce: 6. března 2015
Termín odevzdání diplomové práce: 6. června 2016


prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan




Ing. Robert Voženílek, Ph.D.
vedoucí katedry

V Liberci dne 6. března 2015



Prohlášení k využívání výsledků diplomové práce

Byl(a) jsem seznámen(a) s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom(a) povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval(a) samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

V dne

.....

podpis



Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat všem, kteří mi jakýmkoliv způsobem pomohli či přispěli k vypracování této diplomové práce. Zvláště děkuji vedoucímu diplomové práce prof. Ing. Stanislavu Berounovi CSc. za pomoc a trpělivost. Dále chci poděkovat Petře Košťálové za podporu při tvorbě práce. V neposlední řadě chci poděkovat svým rodičům a sourozencům, bez jejichž podpory by tato práce nemohla vzniknout.

Anotace

Diplomová práce popisuje obecně problematiku spalovacích motorů s prodlouženou expanzí. Konkrétně se tato práce zabývá analýzou pětidobého motoru s prodlouženou expanzí, stanovením jeho výsledných výkonových parametrů a porovnáním s parametry klasického čtyřdobého zážehového motoru. Dále tato práce obsahuje konstrukční řešení jednotlivých prvků pětidobého motoru pro zvolené rozměry a výrobní výkres klikového hřídele. Konečně byly stanoveny podmínky pro provoz tohoto motoru.

Klíčová slova:

prodloužená expanze, pětidobý motor, analýza, simulace, výkonové parametry, downsizing, konstrukce motoru

Annotation:

This thesis describes the general issue of combustion engines with prolonged expansion. Specifically, this paper analyzes five-stroke engine with prolonged expansion, determining the resulting performance parameters and comparing the parameters with the classical four-stroke spark ignition engine. This thesis also includes construction solving of individual elements of five-stroke engine for the selected dimensions and manufacturing drawing crankshaft. Finally, the conditions were set for the operation of the engine.

Key words:

lengthened expansion, five-stroke engine, analysis, simulation, performance parameters, downsizing, engine construction

Obsah

Prohlášení k využívání výsledků diplomové práce	- 4 -
Poděkování	- 5 -
Anotace	- 6 -
Obsah	- 7 -
Seznam použitých zkratk a symbolů	- 9 -
1 Úvod	- 12 -
2 Technická úroveň současných zážehových motorů	- 14 -
2.1 Produkce výfukových emisí.....	- 15 -
2.2 Downsizing	- 16 -
2.3 Používání alternativních paliv	- 19 -
2.4 Alternativní zdroje energie pro pohon automobilů.....	- 21 -
3 Spalovací motory s prodlouženou expanzí	- 22 -
3.1 Koncepce spalovacích motorů s prodlouženou expanzí	- 22 -
3.1.1 Tepelná účinnost Atkinsonova cyklu.....	- 24 -
3.1.2 Pozdní zavírání sacích ventilů	- 26 -
3.2 Koncepce "pětidobého" motoru s prodlouženou expanzí.....	- 28 -
4 Výkonový potenciál pětidobého motoru Schmitz/Ilmor	- 31 -
4.1 Odhad hodnot základních veličin s pomocí programu TLAK.xls	- 31 -
4.2 Výpočet výkonového potenciálu motoru	- 37 -
4.2.1 Indikovaná práce pracovního válce motoru	- 38 -
4.2.2 Indikovaná práce expanzního válce motoru	- 40 -
4.2.3 Výpočet výkonu motoru	- 41 -
4.2.4 Celková účinnost motoru	- 42 -
4.3 Rozvaha o přeplňování motoru.....	- 44 -
5 Simulace pětidobého motoru v softwaru Wave	- 48 -
5.1 Charakteristika softwaru Wave.....	- 48 -



5.2 Vlastní simulace pětiodobého motoru	- 48 -
5.2.1 Tvorba simulačního modelu	- 48 -
5.2.2 Časování a průběh zdvihu ventilů.....	- 51 -
5.2.3 Analýza výsledků simulace	- 54 -
5.3 Simulace klasického čtyřdobého motoru	- 57 -
5.4 Vyhodnocení výsledků analýz motorů	- 59 -
5.4.1 Porovnání výsledků výpočtů v MS Excel s analýzami ve Wave.....	- 59 -
5.4.2 Vzájemné porovnání motorů	- 60 -
6 Konstrukce a technická realizace pětiodobého motoru	- 61 -
6.1 Provedení hlavních konstrukčních skupin	- 61 -
6.1.1 Klikový hřídel motoru	- 61 -
6.1.2 Ojnice motoru	- 62 -
6.1.3 Písty pracovních válců	- 63 -
6.1.4 Píst expanzního válce.....	- 64 -
6.1.5 Blok motoru a vložky válců.....	- 64 -
6.1.6 Hlava motoru	- 66 -
6.1.7 Sestava motoru.....	- 69 -
6.2 Podmínky pro technickou realizaci motoru	- 73 -
7 Závěr	- 74 -
Použitá literatura	- 75 -

Seznam použitých zkratk a symbolů

Zkratky:

TSI **T**wincharged **S**tratified **I**njection - přeplňované vrstvené vstřikování,
GDI **G**asoline **D**irect **I**njection - přímé vstřikování benzínu,
FSI **F**uel **S**tratified **I**njection - vrstvené vstřikování benzínu,
SIDI **S**park **I**gnition **D**irect **I**njection - přímé vstřikování zážehových motorů,
MPI **M**ulti **P**oint **I**njection - vícebodové vstřikování,
HTP **H**igh **T**orque **P**erformance - vysoký točivý moment,
LPG **L**iquified **P**etroleum **G**as - zkapalněný propan-butan,
MEŘO **M**etylester **Ř**epkového **O**leje,
CNG **C**ompressed **N**atural **G**as.

Symbols:

p_e střední efektivní tlak [MPa],
 P_e efektivní výkon motoru [kW],
 k koeficient počtu dob motoru [-],
 V_z zdvihový objem motoru [dm³],
 n otáčky motoru [1/min],
 m_{pe} měrná spotřeba paliva [g/kWh],
 M_p hodinová spotřeba paliva [kg/h],
 η_c celková účinnost motoru [-],
 H_u výhřevnost paliva [MJ/kg],
 η_t tepelná účinnost motoru [-],



- A_t tepelná práce cyklu [J],
- Q_d celkové dodané teplo do oběhu [J],
- Q_p přivedené teplo při izobarickém ději [J],
- Q_o odvedené teplo při izobarickém ději [J],
- c_p měrná tepelná kapacita izobarická [$\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$],
- c_v měrná tepelná kapacita izochorická [$\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$],
- T termodynamická teplota [K],
- κ Poissonova konstanta [-],
- A Atkinsonův poměr [-],
- ε kompresní poměr [-],
- v expanzní poměr [-],
- D vrtání válce [mm],
- λ součinitel přebytku vzduchu [-],
- p_{PV} tlak v pracovním válci [Pa],
- T_{PV} teplota náplně pracovního válce [K],
- V_{PV} objem pracovního válce [m^3],
- p_{POTR} tlak v přepouštěcím kanále [Pa],
- T_{POTR} teplota v přepouštěcím kanále [K],
- V_{POTR} objem přepouštěcího kanálu [m^3],
- p_{EV} tlak v expanzním válci [Pa],
- T_{EV} teplota v expanzním válci [K],
- V_{EV} objem expanzního válce [m^3],
- x vzdálenost dna pístu od horní úvratě [m],



- r délka ramena kliky [m],
- V_k objem kompresního prostoru pracovního válce [dm³],
- W_i indikovaná tlaková práce [J],
- P_i indikovaný výkon motoru [kW],
- i počet válců motoru [-],
- η_m mechanická účinnost motoru [-],
- P_T výkon turbíny [kW],
- P_D příkon dmyhadla [kW],
- w práce při průtoku pracovní látky tepelným strojem [J],
- c rychlost pracovní látky [m/s],
- e_{ztr} vnitřní nevratné ztráty v pracovní látce [J],
- q_v výměna tepla s okolím [J],
- \dot{m}_{pv} hmotnostní tok pracovní látky [kg/s],
- η_{is} izoentropická účinnost [-],
- β součinitel impulzního provozu turbíny [-],
- E_{vyf} energie výfukových plynů [J],

1 Úvod

První automobily spatřily světlo světa již ke konci 18. století a už v té době konstruktéři přemýšleli, jaký pohon by byl pro automobil nejvhodnější. V té době přicházel v úvahu pouze parní stroj, avšak koncem 19. století se objevily první automobily poháněné spalovacím motorem a počátkem 20. století byly zkonstruovány první elektromobily. Boj mezi automobily s parním pohonem, elektrickým pohonem a pohonem spalovacím motorem trval až do konce prvního desetiletí 20. století, poté začaly dominovat automobily se spalovacím motorem. Až na výjimky se pro pohon používaly zážehové motory na benzin. Sice bylo ve 30. letech několik odvážných pokusů o automobil se vznětovým motorem, nicméně tento motor v té době nebyl vhodným pohonem pro svou velkou hmotnost a vysokou hlučnost. Ve větší míře se vznětové motory pro pohon osobních automobilů začaly používat až v 70. letech 20. století. Tato práce je zaměřena na zážehové motory, proto se dále zabývá především tímto typem motorů.

Pro tvorbu zápalné směsi byly používány karburátory. Mezi první patří odpařovací karburátor francouzského konstruktéra Delamare Debutteville z roku 1884, dále můžeme zmínit rozstřikovací karburátor rakouského konstruktéra Siegfrieda Marcuse z roku 1875 [7]. Karburátory se vyvíjely do rozličných provedení, hojně se používaly dvojité, dvoustupňové, rovnotlaké a ke konci své éry i elektronicky řízené karburátory, nicméně na konci 80. let 20. století byly nahrazeny řízeným vstřikováním paliva, což bylo zapříčiněno jednak jejich nepřesnou regulací palivové směsi, ale také vysokou spotřebou paliva a produkcí škodlivých emisí.

První zmínky o vstřikování benzínu jsou již z počátku 20. století. Tehdy se používalo výhradně v letounech, dále pak ve větším měřítku za 2. světové války. Jednalo se o přímé vstřikování do válce. Na počátku 2. poloviny 20. století se poprvé objevilo nepřímé vstřikování před sací ventil, roku 1967 byl prvně použit systém D-Jetronic s kontinuálním vícebodovým vstřikováním, který se stal brzy standardem pro většinu evropských automobilek. Tento systém se dále vyvíjel a měl spoustu odnoží. Ačkoli byla regulace vstřikování u těchto systémů celkem vyspělá, tak se tyto systémy používaly společně s mechanickým zapalováním, jehož regulace byla dosti nepřesná. Roku 1979 se objevuje první elektronický řídicí systém vstřikování a zapalování - systém Motronic [8]. Tento palivový systém se používá ještě dnes. Na počátku vývoje

vstřikovače toho systému vstřikovaly simultánně, tj. všechny současně, nebo skupinově, např. 2 a 2 u čtyřválcového motoru. V současné době je tento systém natolik vyspělý, že vstřikovače dávkuje palivo pro jednotlivé válce v ideálním okamžiku, tj. v momentě sacího zdvihu jednotlivých válců. V dnešní době stále více automobilek nahrazuje nepřímé vstřikování benzínu přímým vstřikováním do válce. Roku 1996 provedla renesanci v tomto směru automobilka Mitsubishi se svým motorem GDi a dnes používá přímé vstřikování benzínu většina automobilek (VW - motory FSI a TSI, Opel - motory SIDI, Ford - motory EcoBoost, Honda - motory VTEC TURBO, atd.). Vývoj současných vozidlových motorů je úzce spjat vývojem v dalších oblastech (materiály, elektronika, technologie), velmi významně se na vývoji spalovacích motorů podílí nástroje pro výzkum a vývoj, jako jsou výpočetní a měřicí technika. Hlavně tato odvětví přinesla v posledních 20 letech dynamický nárůst nových řešení a zvýšila všechny kvalitativní vlastnosti zážehových motorů. Můžeme zmínit např. testování mechanických vlastností na matematických modelech pomocí metody konečných prvků (software Creo Simulate) nebo matematické modelování motoru a jeho komponent + sledování průběhů fyzikálních dějů a všech potřebných veličin (software Ricardo - Wave).

Tato diplomová práce pojednává o technické úrovni současných vozidlových zážehových motorů a důvodech nových trendů v tomto směru, dále bude objasněna koncepce tzv. pětidobého motoru od konstruktéra Schmitze, jehož prototyp nedávno zkonstruovala německá firma Ilmor. Následně se tato práce bude zabývat možným provedením a potenciálem nestandardní koncepce tohoto motoru z hlediska dosažitelnosti energetických a výkonových parametrů.

2 Technická úroveň současných zážehových motorů

Technickou úroveň dnešních pístových spalovacích motorů určuje několik ukazatelů. Patří sem střední efektivní tlak pracovního oběhu p_e , jenž jen důležitým výkonovým parametrem motoru, který umožňuje objektivně porovnávat různé motory z hlediska energetického využití zdvihového objemu. Určuje se výpočtem z naměřeného točivého momentu motoru nebo přepočtem ze středního indikovaného tlaku, ve kterém není započítána mechanická účinnost nebo z naměřeného efektivního výkonu motoru P_e [1].

$$p_e = \frac{P_e * k * 60}{V_z * n} \text{ [MPa]} \quad (2.1)$$

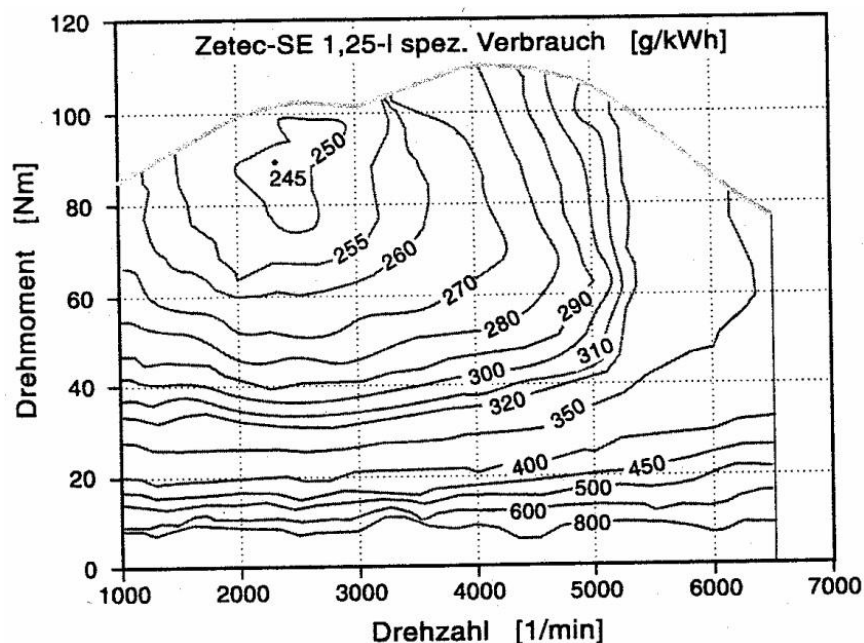
kde "n" jsou otáčky motoru [1/min], " V_z " je zdvihový objem motoru [dm^3] a "k" je koeficient ($k = 1$ pro 2dobý motor, $k = 2$ pro 4dobý motor). Reálné hodnoty středního efektivního tlaku u atmosférických motorů se pohybují v rozmezí 0,75 až 1,2 MPa, u přeplňovaných motorů potom 1,3 až 1,7 MPa. Ukazatelem celkové účinnosti motoru je měrná spotřeba paliva. Ta vyjadřuje, kolik tepelné energie paliva se přeměňuje na mechanickou práci motoru. Měrná spotřeba paliva se určuje výpočtem z naměřené hodinové spotřeby.

$$m_{pe} = \frac{M_p}{P_e} * 1000 \text{ [g/kWh]} \quad (2.2)$$

kde " M_p " je hodinová spotřeba paliva [kg/h] a " P_e " je výkon motoru [kW]. Následně se vypočítá celková účinnost.

$$\eta_c = \frac{3600}{m_{pe} * H_u} [-] \quad (2.3)$$

kde H_u je dolní výhřevnost paliva [MJ/kg] (pro naftu/benzin 43 MJ/kg). Úplná charakteristika motoru ukazuje celou provozní oblast motoru, kde je vyobrazena závislost zkoumané veličiny (točivý moment, střední efektivní tlak) na otáčkách motoru spolu s izočarami různých měrných spotřeb paliva, viz. obr. 2.1.



Obr. 2.1 Úplná charakteristika motoru Opel 1.25 ZETEC [5]

V současné době udává směr vývoje zážehových motorů zejména zvyšování celkové účinnosti motorů, protože má zážehový motor rezervy jak v účinnosti pracovního cyklu, tak ve zvyšování mechanické účinnosti. Dále sem patří zvyšování výkonu motoru a snižování produkce výfukových emisí.

2.1 Produkce výfukových emisí

Při dokonalém spalování benzínu či jiného uhlovodíkového paliva dochází k produkci oxidu uhličitého CO_2 a vody H_2O , dochází ale i k nedokonalému spalování, které produkuje oxid uhelnatý CO , nespálené uhlovodíky HC , oxidy dusíku NO_x a pevné částice PM . Dalšími složkami výfukových emisí jsou kyslík O_2 a dusík N_2 obsažený v nasávaném vzduchu.

CO_2 vzniká přirozeně spalováním uhlovodíkových paliv, takže jeho tvorbu nelze zabránit jinak, než spalovat palivo bez uhlíku, např. vodík. Pro životní prostředí je CO_2 škodlivý zejména pro svůj skleníkový efekt, kvůli kterému dochází ke globálnímu oteplování. Dále také způsobuje snižování pH oceánů.

CO vzniká nedokonalým spalováním při nedostatku kyslíku nebo neúplnou oxidací v důsledku "zamrznutí" reakcí při spalování za nižších teplot, jeho koncentrace ve výfukových plynech je dána hodnotou součinitele přebytku vzduchu. Množství produkovaného CO lze redukovat použitím oxidačního nebo třísložkového katalyzátoru.

Na množství HC ve výfukových plynech má vliv daleko více faktorů: teplota motoru, tvar spalovacího prostoru, zatížení a otáčky motoru, druh víření ve válci, poloha zapalovací svíčky a vstřikovače, technický stav motoru. Největší podíl HC pochází ze zhášecích vrstev, ve kterých se předčasně ukončí oxidační reakce nebo se ani nerozběhnou. Další podíl HC ve výfukových plynech pochází ze spalování pronikajícího mazacího oleje a z okamžiku proplachování válce při překrytí ventilů, jejich produkci lze redukovat použitím oxidačního nebo třísložkového katalyzátoru. Emise HC se v atmosféře podílejí na tvorbě fotochemického smogu.

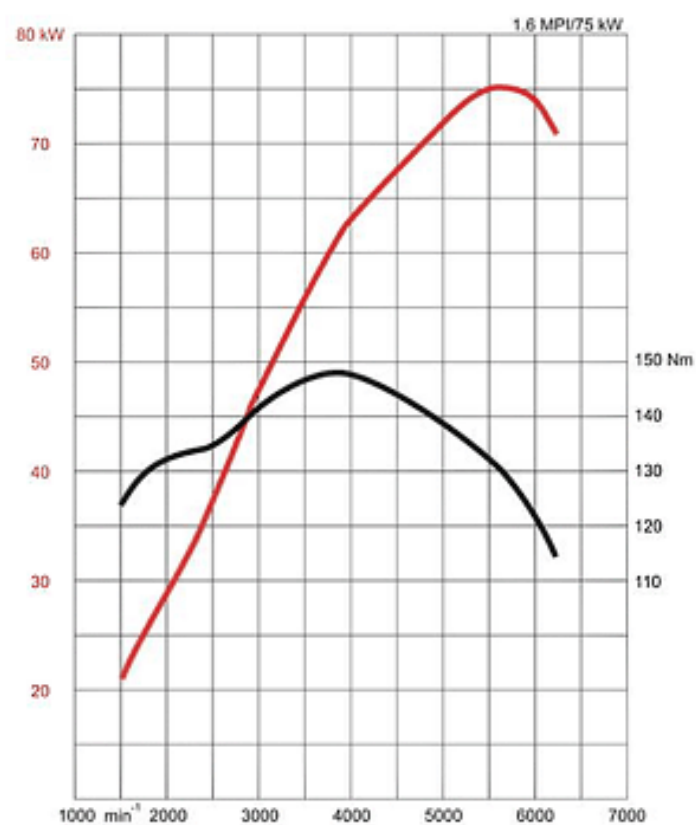
NO_x vznikají v motoru při teplotách nad 1000°C , hlavně při spalování chudé směsi. Jejich produkci lze omezit použitím zásobníkového katalyzátoru nebo zpětné recirkulace spalin. Životnímu prostředí škodí NO_x tvorbou kyselých dešťů a fotochemického smogu a poškozováním ozonové vrstvy [5, 2].

2.2 Downsizing

Velmi používaným řešením pro současný trend vývoje vozidlových spalovacích motorů je tzv. downsizing, jež můžeme přeložit jako zmenšování velikosti. V tomto případě je myšleno zmenšování objemu motoru při zachování stejného výkonu. Zmenšíme-li objem motoru, zmenší se motor celkově a klesne jeho hmotnost. Tyto motory bývají osazeny turbodmychadlem, které využívá relativně vysokého obsahu energie ve výfukových plynech na výtoku z válců motoru ke stlačování nasávaného atmosférického vzduchu a tím umožní lepší naplnění válců. Při použití přímého vstřikování paliva do válce lze přesněji řídit spalování ve válci, tím se docílí snížení spotřeby paliva a také snížení produkce škodlivých emisí. V současné době se celá řada automobilek vydala cestou downsizingu. Podrobněji se můžeme podívat na současné zážehové motory firmy Škoda Auto. Zde zavedli do většiny vyráběných modelů motory s označením TSI. Jedná se o přeplňované motory s přímým vstřikováním paliva, které prakticky nahradily dříve používané atmosférické zážehové motory. Výjimkou jsou pouze nejslabší motorizace, a to 1.0 MPi, 1.2 MPi a 1.2 HTP. Na obrázcích 2.2 až 2.5 a v tabulce 2.1 můžeme vidět příklad downsizingu motoru 1.6 MPi na motor 1.2 TSI.



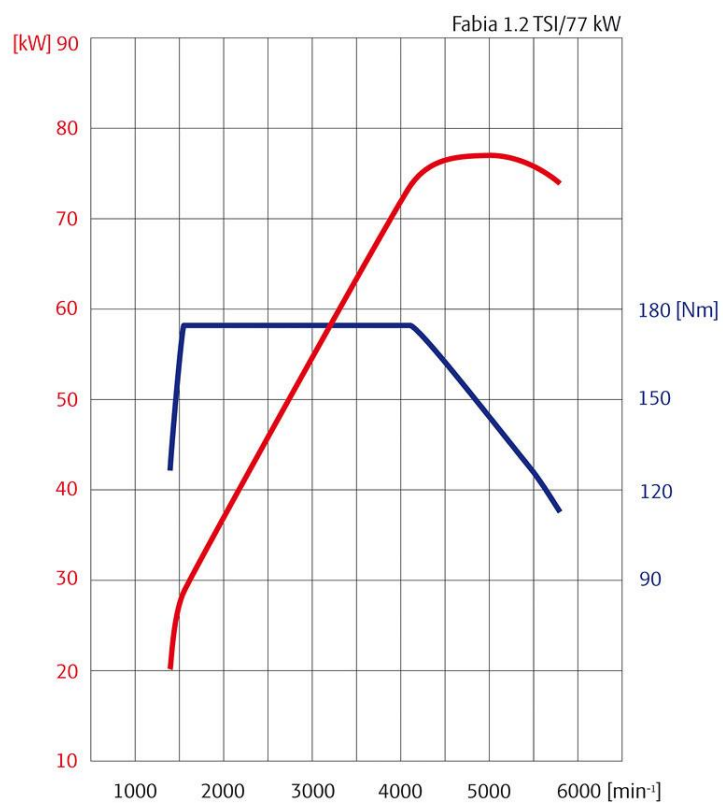
Obr. 2.2 Zážehový motor 1.6 MPi [8]



Obr. 2.3 Rychlostní charakteristika motoru 1.6 MPi [9]



Obr. 2.4 Zážehový motor 1.2 TSI [10]



Obr. 2.5 Rychlostní charakteristika motoru 1.2 TSI [10]

Tab. 2.1 Srovnání technických parametrů motorů 1.6 MPi a 1.2 TSI [9, 10]

	1.6 MPi	1.2 TSI
Zdvihový objem	1595 ccm	1197 ccm
Počet válců	4	4
Max. výkon při otáčkách	75 kW/5600 min ⁻¹	77 kW/5000 min ⁻¹
Max. točivý moment při otáčkách	148 Nm/3800 min ⁻¹	175 Nm/1550 - 4100 min ⁻¹
Kombinovaná spotřeba na 100 km	7,2 l	5,8 l
Produkce CO ₂	173 g/km	138 g/km

Z obrázku a tabulky je zřejmé, že se nový motor 1.2 TSI staršímu motoru 1.6 MPi výkonově vyrovná. Navíc má znatelně vyšší točivý moment, a to ve velmi širokém spektru otáček, čímž bude vynikat výrazně lepší pružností i v nízkých otáčkách. Dále se snížila spotřeba paliva a produkce CO₂ téměř o 20 %, takže lze provedený downsizing prohlásit za všestranně výhodný.

2.3 Používání alternativních paliv

Další možností trendu současných spalovacích motorů je spalování alternativních paliv. Tato varianta řeší hlavně docházení zásob ropy a potřebu snižování výfukových emisí. Mezi používaná alternativní paliva patří zemní plyn, propan-butan, etanol, metanol, bioplyn, bionafta a vodík. V tabulce 2.2 vidíme porovnání fyzikálních vlastností alternativních paliv s běžnými palivy. Podíl používání alternativních paliv stále stoupá, v tabulce 2.3 je uveden vývoj podílu do budoucna podle plánu EU.

Tab. 2.2 Fyzikální vlastnosti vybraných paliv [6]

	Jednotky	Bionafta (100% ME80)	Etanol	Metanol	LPG (P:B = 60: 40)	Zemní plyn	Vodík	Benzin	Motorová nafta
Výhřevnost	MJ.kg ⁻¹	37,3	26,4	19,8	46,06	49,12	120,05	41,3	42,7
Hustota	kg.m ⁻³	880	800	790	540	0,694	0,0838	750	840
Výhřevnost	MJ.m ⁻³	32 824	21 120	15 642	24 872	34,08	10,06	30 975	35 868
OČ VM/MM	-	-	109/92	110/92	105/95	130	-	96/86	-
Cetanové č.	-	54	11	5	-	-	-	8	51

Tab. 2.3 Vývoj podílu alternativních paliv v zemích EU [6]

Rok	Biopaliva*)	Zemní plyn	Vodík	Celkem
2005	2	-	-	2
2010	6	2	-	8
2015	7	5	2	14
2020	8	10	5	23

*) podíl alternativních paliv je definován na bázi celkového energetického obsahu automobilového benzínu a motorové nafty spotřebovaných pro dopravní účely

Nejrozšířenějším alternativním palivem v ČR je kapalný propan-butan, neboli LPG. Většina vozidel používajících toto palivo má k tomu dodatečně přizpůsobený konvenční benzinový motor, do zavazadlového prostoru se umístí zásobní tlaková láhev a zařízení pro přípravu hořlavé směsi se rozšíří o směšovač LPG se vzduchem nebo o elektronicky řízené vefukovače. LPG má lepší odpařitelnost než benzin, lépe se mísí se vzduchem a jeho spalováním vzniká znatelně méně škodlivých emisí, vyjma NO_x .

Zemní plyn, neboli CNG, je tvořen přibližně z 90 % metanem. Dnes CNG používají osobní automobily i autobusy, vozidla mohou být ke spalování CNG uzpůsobena přímo z výroby nebo dodatečně přestavěna. Je nutno podotknout, že vozidlo, na němž byla provedena přestavba, bude poté disponovat dvoupalivovým systémem, tzn. řidič si může zvolit buď provoz na benzin nebo na CNG. Přestavba vozidla vypadá podobně jako u přizpůsobení na pohon LPG. Při spalování CNG se v porovnání s benzinem produkuje o 30 % méně CO_2 , o 60 % méně NO_x a je prakticky nulová produkce HC a pevných částic.

Etanol je palivo vyráběné z obnovitelných zdrojů, konkrétně z rostlin bohatých na škrob, např. brambory, řepa, kukuřice nebo obiloviny. Toto palivo má vyšší oktanové číslo než benzin, takže pokud bude provedena přestavba benzinového motoru na etanol, zaznameneáme mírné navýšení výkonu. Dnes je možno pořídit automobil přizpůsobený již z výroby pro spalování etanolu, tyto automobily mívají označení např. Multifuel a jsou schopné spalovat etanol smíchaný v jakémkoliv poměru s benzinem. Dnes distribuovaný etanol u čerpacích stanic obsahuje 15 % benzínu. Spalováním etanolu vzniká procentuelně menší množství všech škodlivých složek výfukových emisí než při spalování benzínu, produkce NO_x je nižší až o 32 %.

Bioplyn vzniká přirozeně při rozkladu biologického odpadu nebo při tlení odpadu na skládkách. Jeho hlavní složkou je metan (40 - 70 %), zbytek tvoří především CO_2 . Pro spalování ve vozidlových motorech se používá čištěný bioplyn, zbavený všech nežádoucích složek. Tím roste množství obsaženého metanu, jehož složení je identické s CNG. To znamená, že automobil provozovaný na CNG může být provozován i na bioplyn.

Vodík je jediné palivo, které by spalováním nemělo teoreticky produkovat žádné CO a CO_2 . Ačkoliv má vodík kladné vlastnosti, jako velmi vysokou výhřevnost, širokou mez zápalnosti ($\lambda = 0,6 - 12$) a při úniku z nádrže hoření úzkým plamenem, tak je nevhodným palivem pro spalovací motor, a to z důvodu velmi nízké odolnosti proti detonačnímu hoření, tzn. je vysoké riziko samovznícení od horkých míst ve válci a také kvůli vysokým nákladům na výrobu. Širší uplatnění našel vodík jako médium v palivových článcích elektromobilů [4].

2.4 Alternativní zdroje energie pro pohon automobilů

Kromě spalování alternativních paliv se dnes zkouší používat jiné typy zdrojů mechanické práce než spalovací motor, např. elektromobily poháněné akumulátory nebo vodíkovými palivovými články. Dnes je už znám koncept tzv. automobilu na vodu, který má v sobě zabudován reaktor pro rozkládání vody na vodík a kyslík a ten je následně použit v palivových článcích. Existuje dokonce projekt pod jménem "Airpod", což je automobil poháněný stlačeným vzduchem. Dojezd toho vozu je údajně 200 km při městském provozu, produkuje nulové emise, jeho maximální rychlost je 70 km/h a náklady na 100 km jízdy činí 0,5 eura [11]. Dnes nejvíce populární automobily s použitým jiným zdrojem mechanické práce jsou vozy s kombinací spalovacího motoru a elektromotoru, tzv. hybridní automobily. Nejznámější firmou zabývající se výrobou hybridních vozidel je firma Lexus. Alternativní pohony nejsou předmětem řešení této práce, proto se jimi více zabývat nebudu. Více budou objasněny netradiční konstrukce spalovacích motorů, které jsou teprve na počátku svého vývoje.

3 Spalovací motory s prodlouženou expanzí

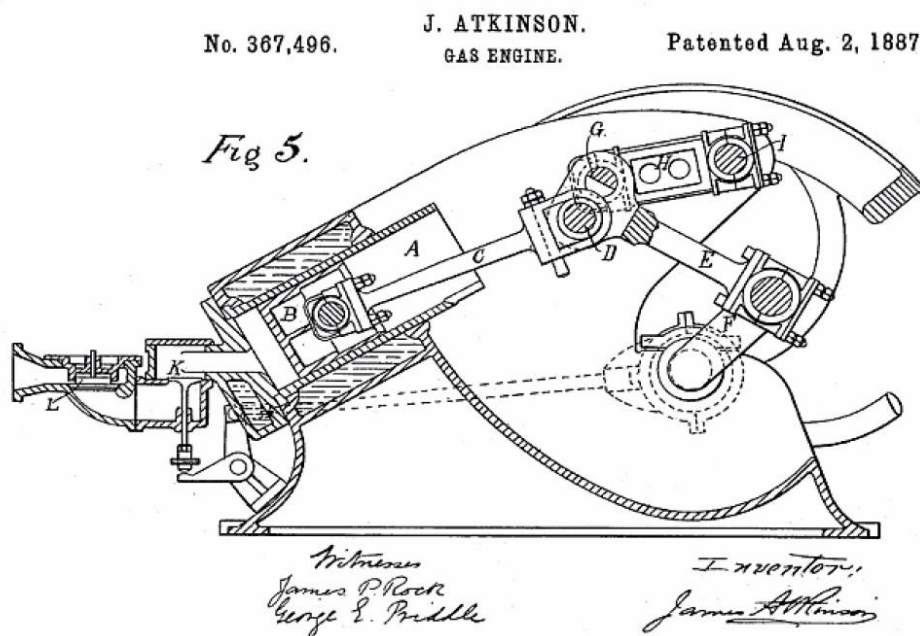
3.1 Koncepce spalovacích motorů s prodlouženou expanzí

Dalším řešením pro zvyšování účinnosti je motor s prodlouženou expanzí. Tato technologie zvýšení účinnosti motoru je známá již od roku 1882, kdy James Atkinson poprvé popsal cyklus, který měl kompresní poměr výrazně menší než poměr expanzní. Použití motoru v praxi bylo spojeno s mnoha problémy. Prodloužené expanze se dosahovalo speciálními klikovými mechanismy. První byl Atkinsonův motor a později Andreaův motor. Tyto motory sice dosahovaly nižší spotřeby, ovšem také menšího litrového výkonu, což nebylo žádoucí a proto se v praxi příliš neujaly. Nejmodernější metodou jak dosáhnout Atkinsonova cyklu je použití takového časování sacích ventilů, aby se při kompresním zdvihu zavřel sací ventil daleko za dolní úvratí a tím se zmenší kompresní poměr. Tato metoda ovšem není bezproblémová. Její hlavní nevýhodou jsou velké pulzace tlaku v sacím systému motoru a vytlačení části směsi paliva se vzduchem zpět do sacího potrubí. Proto tento systém mohl být nasazen pouze u motorů se vstřikováním paliva. Použití u motoru s karburátorem není vhodné, protože se příliš mění tlak v difuzoru a dochází ke špatnému odměřování paliva [3].

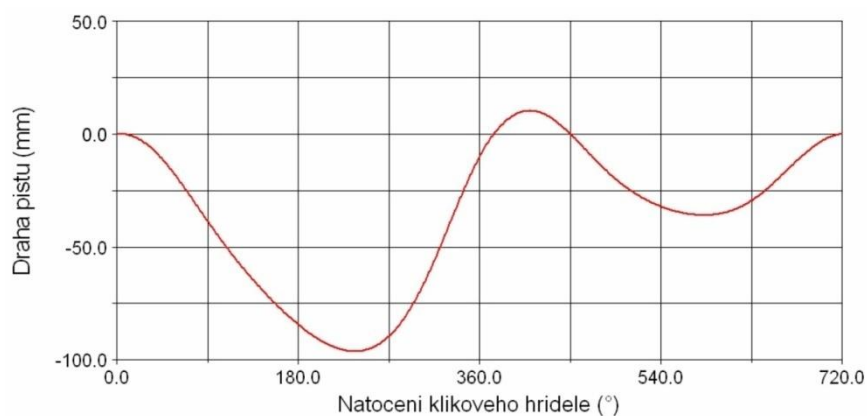
Pokud má kompresní zdvih spalovacího motoru kratší dráhu než zdvih expanzní, mluvíme o spalovacím motoru s prodlouženou expanzí. Takovýto motor pracuje podle Atkinsonova nebo Millerova cyklu. Hlavní rozdíl mezi těmito dvěma cykly je v tom, že Atkinsonův cyklus se používá pro motory atmosférické a Millerův cyklus pro motory přeplňované. Těchto cyklů lze dosáhnout tak, že se v motoru použije klikový mechanismus, který umožňuje zmenšit dráhu pístu při kompresním zdvihu nebo naopak prodloužit dráhu pístu při expanzním zdvihu. Další možností dosažení těchto cyklů je nastavení časování sacích ventilů tak, aby se zavíraly až při kompresním zdvihu motoru, čímž se zkrátí pouze kompresní zdvih. Atkinsonův cyklus je ideální tepelný oběh se smíšeným přívodem a odvodem tepla. Hlavní předností tohoto cyklu je účinnost, která je obecně vyšší než u Ottova cyklu či cyklu vznětového motoru [3].

Mechanismus Atkinsonova motoru je na obrázku 3.1. Základní částí je kliková hřídel F, která vykonává rotační pohyb. Ojnice H vykonává kývavý pohyb na čepu I a je spojena s ojnicí E čepem G. Ojnice C je spojena s pístním čepem pístu B a zároveň s ojnicí E čepem D. Takový mechanismus tedy umožňuje dosáhnout rozdílného zdvihu

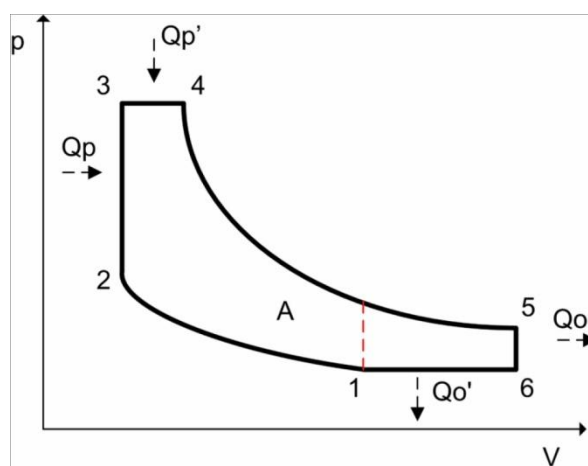
pístu při kompresi a expanzi, ale zároveň je rozdílný zdvih pístu i při sání a výfuku. Nejdelší zdvih pístu je při výfuku a nejkratší při sání. Na obrázku 3.2 je znázorněn průběh zdvihu pístu.



Obr. 3.1 Atkinsonův motor [3]



Obr. 3.2 Průběh zdvihu pístu Atkinsonova motoru [3]



Obr. 3.3 p-V diagram Atkinsonova motoru [3]

3.1.1 Tepelná účinnost Atkinsonova cyklu

Tepelná účinnost ideálního cyklu " η_t " [-] je dána podílem práce cyklu " A_t " [J] a celkového tepla dodaného do oběhu " Q_d " [J].

$$\eta_t = \frac{A_t}{Q_d} \quad [-] \quad (3.7)$$

Velmi důležitým parametrem tedy bude Atkinsonův poměr " A " [-], jeho velikost má totiž přímý vliv na práci získanou Atkinsonovým cyklem. Práce cyklu je dána plochou p-V diagramu. Při zvyšování Atkinsonova poměru se zvětšuje i plocha p-V diagramu a tím i práce cyklu a tepelná účinnost. Pro porovnání tepelné účinnosti s účinností Ottova cyklu a cyklu vznětového motoru musíme nejprve odvodit vztah. Při odvozování vztahu tepelné účinnosti vyjdeme ze základního vztahu 3.7. Do vztahu 3.7 dosadíme za práci " A_t " [J] celkové dodané teplo, v našem případě součet tepla přivedeného při izobarickém ději " Q_p^I " [J] a tepla přivedeného při izochorickém ději " Q_p " [J] [3].

$$\eta_t = \frac{Q_p + Q_p^I + Q_o + Q_o^I}{Q_p + Q_p^I} \quad [-] \quad (3.8)$$

Jednotlivá tepla vyjádříme pomocí základních vztahů pro jednotlivé děje a dosadíme do vztahu 3.8:

$$Q_p = c_p \cdot (T_4 - T_3) \quad [\text{J}] \quad (3.9)$$

$$Q_p^1 = c_v \cdot (T_3 - T_2) \quad [\text{J}] \quad (3.10)$$

$$Q_o = c_v \cdot (T_6 - T_5) \quad [\text{J}] \quad (3.11)$$

$$Q_o^1 = c_p \cdot (T_1 - T_6) \quad [\text{J}] \quad (3.12)$$

kde " c_p " [$\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$] značí měrnou tepelnou kapacitu za stálého tlaku a " c_v " [$\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$] měrnou tepelnou kapacitu za stálého objemu. Podíl těchto dvou měrných tepelných kapacit vyjadřuje exponent polytropy (Poissonova konstanta) " κ " [-].

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad [-] \quad (3.13)$$

Nyní dosadíme jednotlivá tepla a exponent polytropy do vztahu 3.8.

$$\eta = \frac{\kappa \cdot c_v \cdot (T_4 - T_3) + c_v \cdot (T_3 - T_2) + c_v \cdot (T_6 - T_5) + \kappa \cdot c_v \cdot (T_1 - T_6)}{\kappa \cdot c_v \cdot (T_4 - T_3) + c_v \cdot (T_3 - T_2)} \quad [-] \quad (3.14)$$

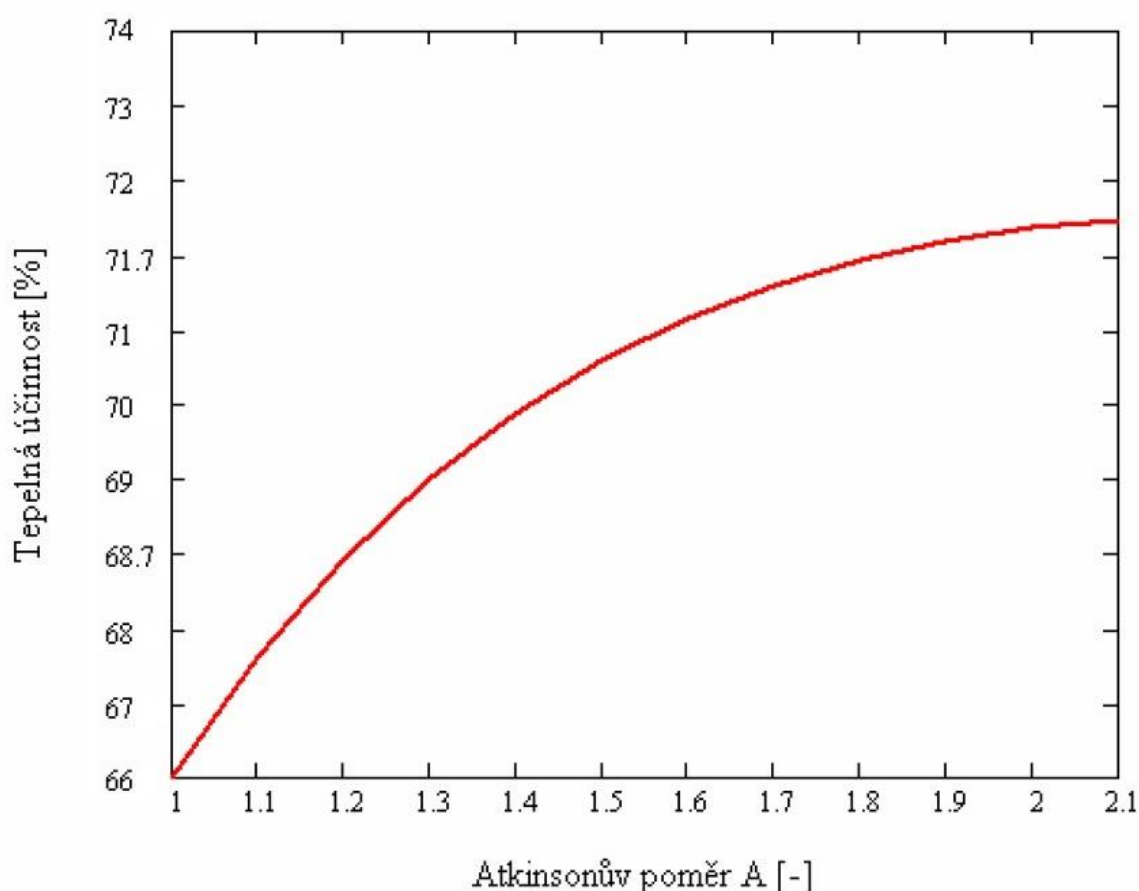
Následují matematické úpravy a dosazení vztahů pro teplotu v jednotlivých bodech Atkinsonova cyklu, které jsme určili výše v kapitole 3.1.1.

$$\eta = 1 - \frac{\gamma \cdot A \cdot T_1 - A \cdot T_1 - \kappa \cdot (T_1 - A \cdot T_1)}{v \cdot \varepsilon_1^{\kappa-1} \cdot T_1 - \varepsilon_1^{\kappa-1} \cdot T_1 + \kappa \cdot \rho \cdot v \cdot \varepsilon_1^{\kappa-1} - v \cdot \varepsilon_1^{\kappa-1} \cdot T_1} \quad [-] \quad (3.15)$$

Po matematických úpravách dostáváme konečný vztah pro tepelnou účinnost Atkinsonova cyklu. Tepelná účinnost je tedy dána vztahem:

$$\eta = 1 - \frac{1}{\varepsilon_1^{\kappa-1}} \cdot \frac{v \cdot \rho \cdot \varepsilon_1^{\kappa-1} \cdot \left(\frac{\rho}{\varepsilon_2}\right)^{\kappa-1} - A + \kappa \cdot (A - 1)}{v - 1 + \kappa \cdot v \cdot (\rho - 1)} \quad [-] \quad (3.16)$$

Tepelná účinnost Atkinsonova cyklu je tedy závislá na kompresním poměru, expanzním poměru, stupni izochorického zvýšení tlaku, stupni izobarického zvětšení objemu, exponentu polytropy a v neposlední řadě na Atkinsonově poměru. Pro ověření správnosti výpočtu můžeme zavést podmínku rovnosti kompresního a expanzního poměru ($A = 1$), v tomto případě získáme oběh vznětového motoru a po dosazení podmínky do vztahu 3.16 nám musí vyjít účinnost vznětového oběhu. Pokud zavedeme doplňující podmínku takovou, že stupeň izobarického zvětšení objemu se rovná 0 ($p = 0$), dostáváme oběh zážehového motoru a tím i vztah tepelné účinnosti pro zážehový motor [3].



Obr. 3.4 Závislost tepelné účinnosti na Atkinsonově poměru [3]

3.1.2 Pozdní zavírání sacích ventilů

Metoda pozdního zavření sacího ventilu nabízí oproti Atkinsonově motoru snadnější řešení. Touto metodou lze zmenšit kompresní poměr vůči expanznímu poměru pomocí vhodného časování uzavírání sacích ventilů. Když se píst nachází v dolní úvrati, sací ventil motoru je otevřen. U klasického spalovacího motoru by se sací

ventil zavřel krátce po dolní úvratí. Zde zůstává sací ventil otevřený i při kompresi a směs paliva se vzduchem je vytlačována zpět do sacího potrubí. Tato směs je při následujícím pracovním cyklu do motoru nasávána zpět. Sací ventil se uzavírá až daleko za dolní úvratí a teprve nyní začíná komprese. Protože je náplň válce vytlačována zpět do sacího potrubí, je velice obtížné použít tuto metodu u motorů s karburátorem. Dochází totiž k velkým pulzacím tlaku v sacím traktu motoru. Proto se tato metoda začala používat až s příchodem vstřikovacích systémů.

Výhody metody pozdního zavírání ventilů oproti Atkinsonově motoru jsou:

- nezvětšuje celkové rozměry motoru,
- klasické provedení klikového mechanismu,
- vyšší mechanická účinnost motoru,
- nezvyšuje setrvačné hmoty motoru,
- při využití variabilních ventilových rozvodů možnost režimu motoru s klasickým pracovním cyklem.

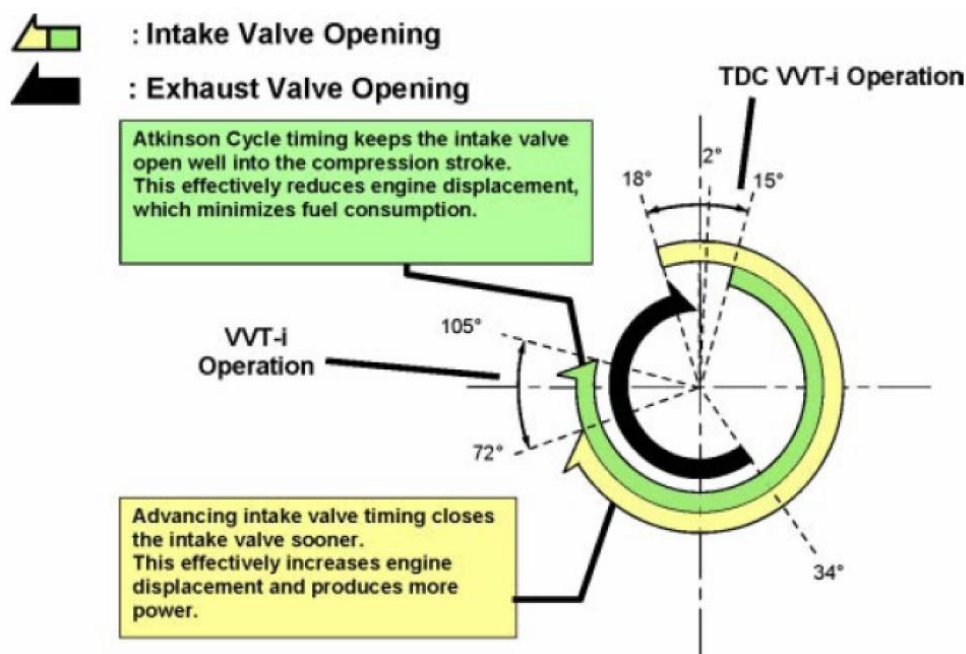
Nevýhody metody jsou:

- při sání je vytlačena část směsi zpět do sacího potrubí,
- velké pulzace v sacím potrubí,
- nemožnost použití na motorech s karburátorem.

Jedním ze současných automobilů, které využívají Atkinsonova cyklu je Toyota Prius s hybridním motorem 1NZ-FXE. Jedná se o atmosférický zážehový řadový čtyřválec s objemem válců 1497 cm³. Maximální výkon je 57 kW při otáčkách motoru 5000 min⁻¹ a kroutící moment 111 Nm při otáčkách 4200 min⁻¹. Kompresní poměr je udáván 13:1, ten je ale ve skutečnosti nižší, protože tento motor k dosažení Atkinsonova cyklu používá poslední zmiňovanou metodu pozdního zavření sacích ventilů a kompresní poměr, který je udáván, je platný při standardním cyklu zážehového motoru. Tento motor se objevuje pouze v hybridní variantě s elektromotorem, protože je zde kladen velký důraz na spotřebu motoru a na snížení produkovaných emisí.

Kdyby motor pracoval pouze podle Atkinsonova cyklu, měl by velmi malý výkon, který by nestačil potřebám automobilu, proto je zde použito variabilní časování ventilů, díky kterému je možný návrat na standardní cyklus zážehového motoru, který poskytuje větší měrný výkon motoru za cenu horší účinnosti a vyšších emisí.

Časování sacích a výfukových ventilů je uvedeno na obrázku 3.5. Výfukový ventil se otevírá 34° před dolní úvratí a zavírá se 2° po horní úvratí. Sací ventil se otevírá 15° po horní úvratí a zavírá se 105° po dolní úvratí při práci motoru v Atkinsonově cyklu. Když je potřeba velký výkon motoru, pracuje motor podle standardního oběhu zážehového motoru a sací ventil se otevírá 18° před horní úvratí a zavírá se 72° po dolní úvratí.



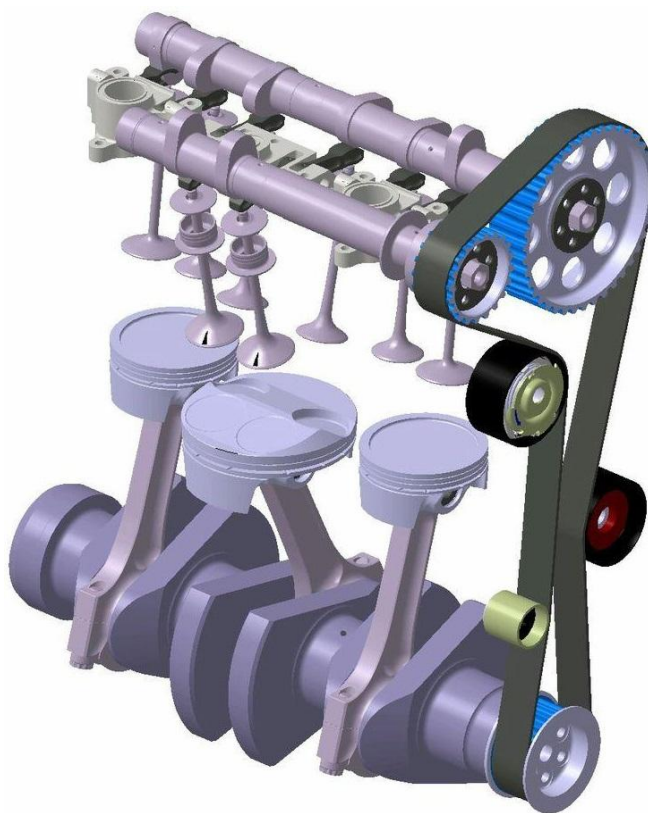
Obr. 3.5 Časování ventilů u motoru 1NZ-FXE - Toyota Prius [3]

3.2 Koncepce "pětiodobého" motoru s prodlouženou expanzí

Tento typ motoru, který zkonstruoval již před 15 lety německý konstruktér Schmitz, nedosahuje prodloužené expanze pomocí rozdílného kompresního a expanzního zdvihu ani pomocí zpožděného zavírání sacích ventilů, nýbrž prostřednictvím dalšího válce. Na obrázku 3.6 je schematicky vyobrazen Schmitzův pětiodobý motor, jehož prototyp vyrobila zhruba před 5 lety společnost Ilmor. Jedná se o řadový tříválec s klikovým hřídelem zalomeným po 180 stupních. Dva menší

(vysokotlaké) válce pracují v klasickém čtyřdobém cyklu a mezi nimi se nachází jeden větší, nízkotlaký válec, který pracuje v cyklu dvoudobém. Spaliny produkované dvěma menšími válci nejdou přímo do výfuku, ale jsou střídavě přepouštěny do nízkotlakého válce, a to z každého jednou za 2 otáčky motoru. Rozestup zapalování je 360° . V tomto případě je nízkotlaký válec používán pouze k další expanzi výfukových plynů, které mají při opouštění menších válců ještě velmi vysoký energetický potenciál, tím se docílí tzv. prodloužené expanze. Teprve odtud jdou výfukové plyny do výfuku, pro zvýšení celkové účinnosti lze motor ještě přepínovat pomocí turbodmychadla. Motor tedy pracuje s pěti dobami začínajícími u malých válců:

1. Sání
2. Komprese
3. Expanze
4. Výfuk malých válců / expanze velkého válce
5. Konečný výfuk velkého válce



Obr. 3.6 Prototyp pětidobého motoru od firmy Ilmor [12]



Firma Ilmor vyvíjí prototyp o objemu 700 cm^3 , který by jednou mohl být použit na závodních motocyklech motoGP. Výhodami tohoto motoru oproti klasickému čtyřdobému motoru jsou vyšší termodynamická účinnost, nižší spotřeba paliva, až o 20 % nižší hmotnost než stejně výkonné čtyřdobé motory a stejná finanční náročnost pro výrobu jako u klasických čtyřdobých motorů, jelikož nejsou použity žádné nekonvenční technologie výroby. Tento motor disponuje výkonem 130 koní při 7000 1/min a točivým momentem 166 Nm při 5000 1/min, zajímavostí je vysoký kompresní poměr 14,5:1, který se vyskytuje spíše u motorů vznětových. Dnes již firma Ilmor pracuje na druhé fázi vývoje, kde bude prototyp použit v testovacím vozidle, bude dále zvýšen výkon a snížena spotřeba paliva.

4 Výkonový potenciál pětídobého motoru Schmitz/Ilmor

Výkonový potenciál pětídobého motoru je posuzován pomocí výpočtového modelování pro uvažovaný vozidlový zážehový motor s výkonem cca 75 kW/5000 1/min v provozním režimu středních otáček 3000 1/min (tj. motor s výkonovými parametry srovnatelnými s motory typu 1,2 TSI). K základnímu výpočtovému modelování byl pro větší názornost použitý program TLAK.xls, doplněný samostatným souborem pro výpočet průběhu tlaku a práce výfukových plynů v expanzním válci. Komplexnější modelování pracovního oběhu a výkonových parametrů uvažovaného pětídobého motoru bylo v další části provedeno v prostředí výpočtového programu WAVE.

4.1 Odhad hodnot základních veličin s pomocí programu

TLAK.xls

Zjednodušená analýza pracovního oběhu motoru byla provedena s využitím programu TLAK.xls, který je používán při výuce na katedře vozidel a motorů TU v Liberci. Nejprve byly do programu zadány parametry uvažovaného motoru a jeho jednotlivých částí. Neznámé parametry byly voleny odhadem. Parametry motoru jsou v tabulce 4.1, hlavní parametry hoření zadané do programu TLAK.xls potom na obrázku 4.1, všechny ostatní parametry jsou uvedeny v příloze.

Tab. 4.1 Parametry pětídobého motoru

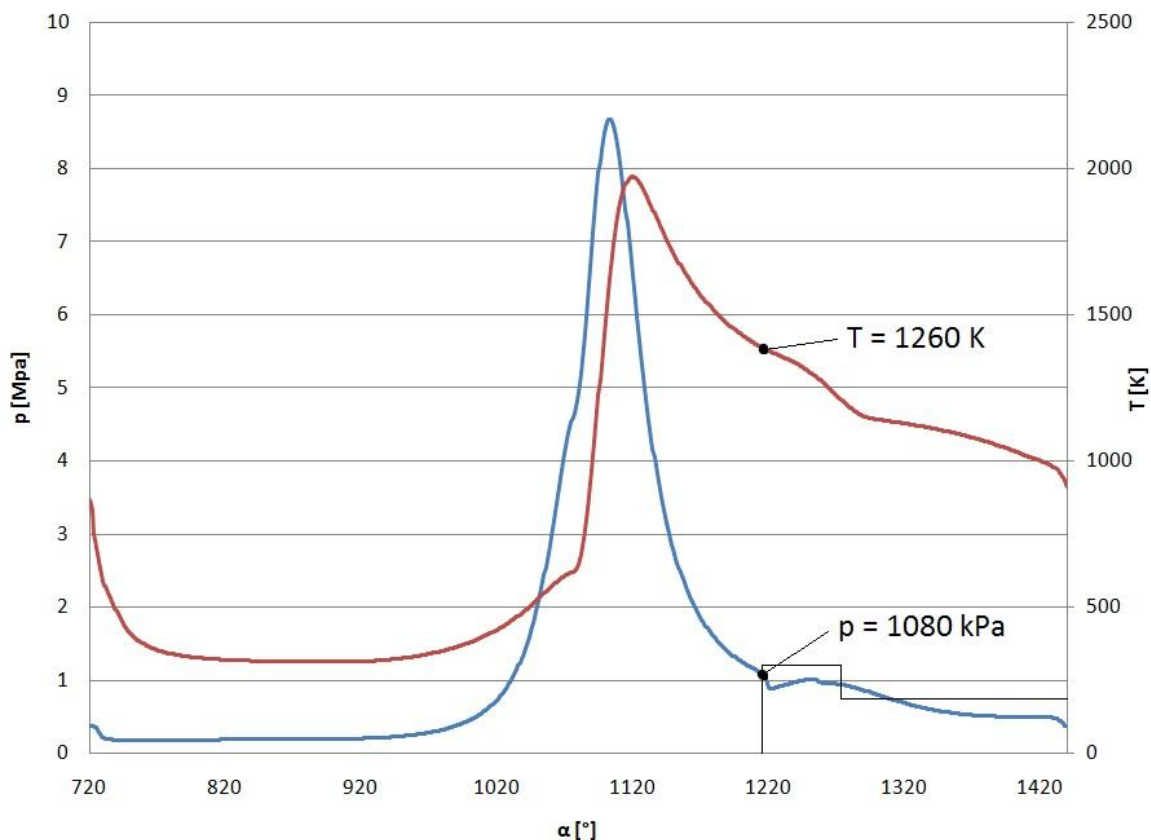
vrtání pracovních válců D_1 [mm]	74
vrtání expanzního válce D_2 [mm]	100
zdvih pracovního i expanzního pístu Z [mm]	81,5
kompresní poměr ϵ	12
plnicí tlak [kPa]	200
teplota nasávané směsi [K]	300
součinitel přebytku vzduchu λ	1

Výpočet průběhu tlaku ve válci pístového motoru		
Zadané hodnoty		
Plnicí tlak [kPa]	p_n	200
Vrtání válce [m]	D	0,074
Kompresní poměr [-]	E	12
Délka ojnice [m]	L	0,14
Zdvih pístu motoru [m]	Z	0,0815
Zvětšení teplosměnné plochy spalovacím prostorem [m ²]	P_{sppp}	0,0015
Střední teplota stěn [K]	Y	450
Otáčky motoru [1/min]	n	3000
Hmotnost náplně válce [g]	M	0,88
Začátek hoření paliva [°]	ZH	355
Využití teplo z přivedeného paliva [J]	Q	2263,99
Poměrná dávka paliva v počátečním hoření [MJ]	R	
Celková doba hoření [°]	$\varphi_K = H$	60
Charakteristické číslo počátečního prudkého hoření [-]	$m_1 = I_1$	0,2
Charakteristické číslo postupného hoření [-]	$m_2 = J$	1,4
Poměrná doba počátečního prudkého hoření [-]	$\varphi_1/\varphi_K = K$	0,25
Výpočet přestupu tepla podle Eichelberga (ANO = 1, NE = 0)		1
Teplota nasávaného vzduchu [K]	$T_s = TCN$	300

Obr. 4.1 Parametry hoření zadané do programu TLAK.xls

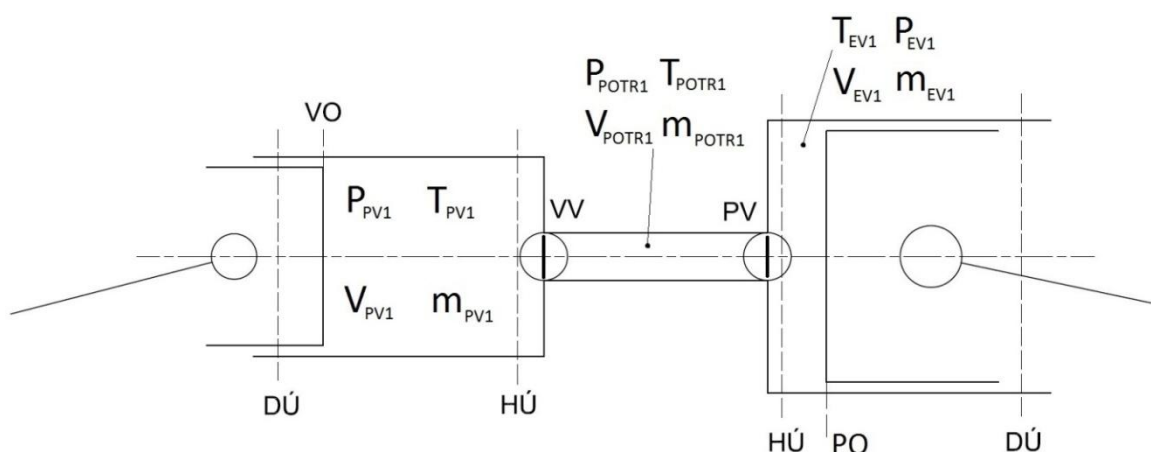
Programem byl vygenerován průběh teploty a tlaku v pracovních válcích, který je zobrazen na obrázku 4.2.

p- α diagram pracovního válce



Obr. 4.2 Průběh tlaku a teploty v pracovních válcích - 2. oběh

Pro analýzu pracovního oběhu motoru byla nejdůležitější hodnota tlaku v pracovních válcích na počátku otvírání výfukových ventilů, byla přitom odečítána pouze hodnota z kalkulace druhého oběhu výpočtového programu TLAK.xls. Z této situace vychází první z pěti stavů motoru, které byly stanoveny schematicky pro zjednodušený výpočet pracovního oběhu. Schematické znázornění jednotlivých stavů a změn se zjednodušením pro výpočet stavových veličin pracovní látky v expanzním válci je na obrázcích 4.3 až 4.7. Kompletní výpočet je k dispozici v programu, vytvořeném v prostředí MS Excel.



Obr. 4.3 Schematický model motoru - 1. stav

V této analýze nejsou uvažovány ztráty proudění náplně válce vířením nebo změnami směrů. V 1. stavu se tedy písty motoru nachází v poloze, kdy se začíná otvírat výfukový a plnicí ventil. Do této chvíle byly prostory pracovního válce, spojovacího kanálu a expanzního válce pomocí ventilů vzájemně odděleny. Hodnoty předpokládané nebo určené programem TLAK.xls jsou:

$$p_{PV1} = 1080 \text{ kPa}$$

$$T_{PV1} = 1260 \text{ K}$$

$$p_{POTR1} = 180 \text{ kPa}$$

$$T_{POTR1} = 1100 \text{ K}$$

$$V_{POTR1} = 0,05 \text{ dm}^3$$

$$p_{EV1} = 180 \text{ kPa}$$

$$T_{EV1} = 900 \text{ K}$$

Pro výpočet objemu válce k aktuální pozici pístu bylo nutné odvodit rovnici dráhy pístu:

$$x = r * \left[1 - \cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \right) \right]$$

kde " λ " je poměr délky kliky ku délce ojnice a " α " je úhel natočení klikového hřídele.

Vzdálenost pracovního pístu od horní úvratě je:

$$x_{PV} = 0,0407 * \left[1 - \cos 500^\circ + \frac{1}{0,291} \left(1 - \sqrt{1 - 0,291^2 * \sin^2 500^\circ} \right) \right] = 0,0744 \text{ m}$$

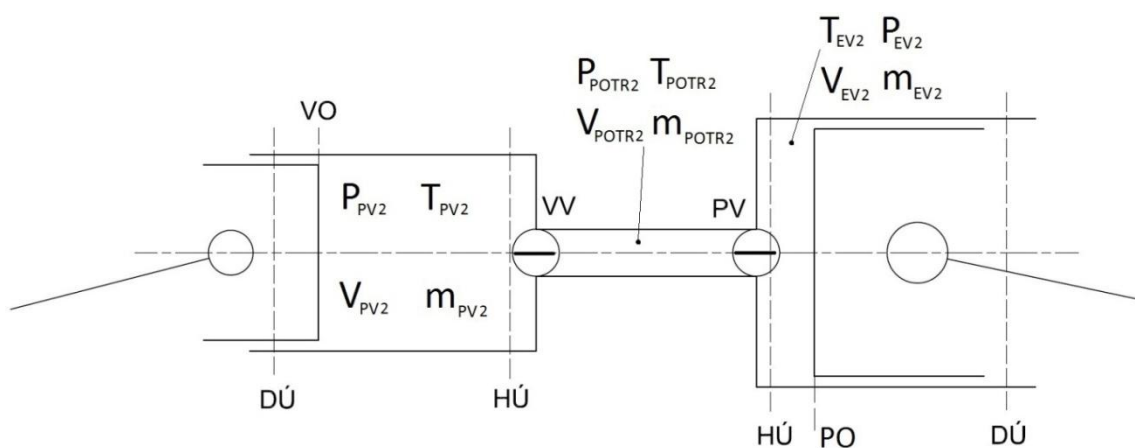
Objem pracovního válce v 1. stavu je tedy:

$$V_{PV1} = V_k + V_{z1} = V_k + \pi * \frac{D_1^2}{4} * x_{PV} = 0,0315 + \pi * \frac{0,074^2}{4} * 0,0744 = 0,351 \text{ dm}^3$$

Stejným způsobem byl určen okamžitý objem expanzního válce:

$$x_{EV} = 0,0407 * \left[1 - \cos 320^\circ + \frac{1}{0,291} \left(1 - \sqrt{1 - 0,291^2 * \sin^2 320^\circ} \right) \right] = 0,012 \text{ m}$$

$$V_{EV1} = 0,01 + \pi * \frac{0,1^2}{4} * 0,012 = 0,1043 \text{ dm}^3$$



Obr. 4.4 Schematický model motoru - 2. stav

Expanzi spalin z pracovního válce do spojovacího kanálu a expanzního válce je v průběhu zdvihu ventilů velmi složité vyšetřit. Proto bylo ve 2. stavu uvažováno skokové otevření ventilů v pozici z 1. stavu. V tomto okamžiku se předpokládá, že:

$$p_2 = p_{PV2} = p_{POTR2} = p_{EV2}$$

$$V_2 = V_{PV2} + V_{POTR2} + V_{EV2} = 0,351 + 0,05 + 0,1043 = 0,5058 \text{ dm}^3$$

Pro výpočet tlaku "p₂" byla použita energetická rovnice:

$$p_2 * V_2 = p_{PV2} * V_{PV2} + p_{POTR2} * V_{POTR2} + p_{EV2} * V_{EV2}$$

Po úpravě a dosazení vyšlo, že:

$$p_2 = \frac{p_{PV2} * V_{PV2} + p_{POTR2} * V_{POTR2} + p_{EV2} * V_{EV2}}{V_2}$$

$$= \frac{1080000 * 0,000351 + 180000 * 0,00005 + 180000 * 0,0001043}{0,0005058}$$

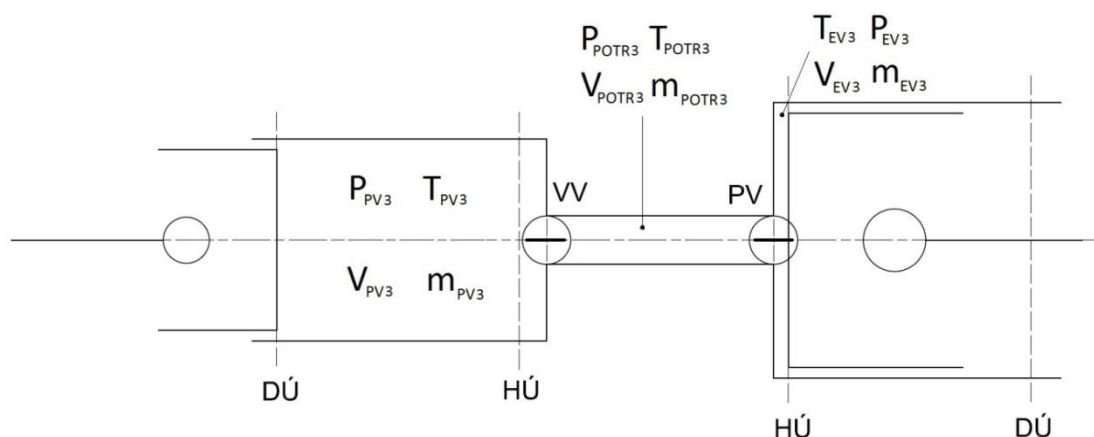
$$= 804,4 \text{ kPa}$$

Díky expanzi rovněž poklesla teplota obsahu válců a spojovacího kanálu. V tomto případě se jedná o polytropickou změnu, tzn. uvažuje se odvod tepla. Proto bylo nutné stanovit polytropický exponent "n", jehož hodnota byla zvolena odhadem s ohledem na teplotu a složení náplně válce na hodnotu 1,32. Pro výpočet teploty náplně válců a spojovacího kanálu byl použit vztah:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{1-n}$$

Po úpravě a dosazení vyšlo, že:

$$T_2 = T_1 / \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{1-n} = 1260 / \left(\frac{0,000351}{0,0005058} \right)^{1-1,32} = 1121,5 \text{ K}$$



Obr. 4.5 Schematický model motoru - 3. stav

Ve 3. stavu se pracovní píst přesunul do dolní úvrati, expanzní píst do horní úvrati a vlivem toho došlo k mírnému zvýšení tlaku a teploty. V tomto stavu bylo uvažováno, že:

$$p_3 = p_{PV3} = p_{POTR3} = p_{EV3}$$

$$V_3 = V_{PV3} + V_{POTR3} + V_{EV3} = 0,382 + 0,05 + 0,01 = 0,442 \text{ dm}^3$$

Pro výpočet tlaku " p_3 " byl použit vztah:

$$p_2 * V_2^n = p_3 * V_3^n$$

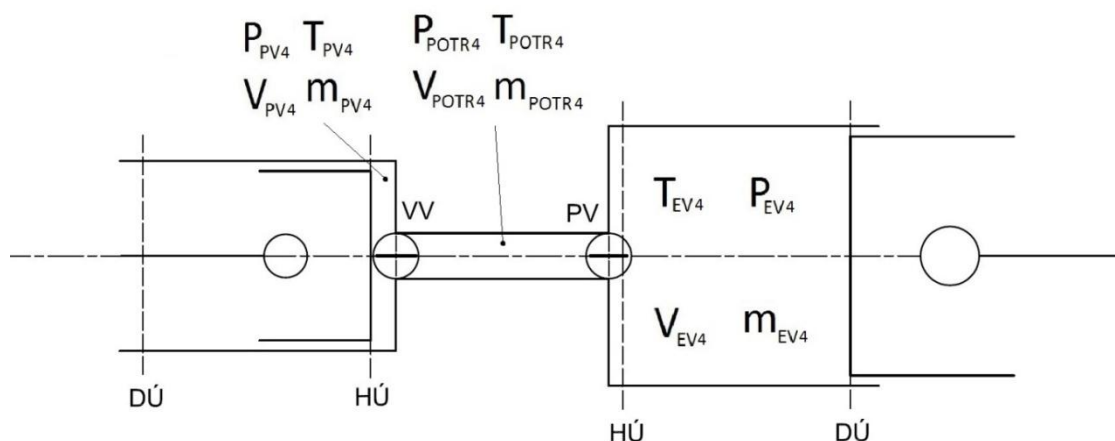
Po úpravě a dosazení dostaneme:

$$p_3 = \frac{p_2 * V_2^n}{V_3^n} = \frac{804400 * 0,0005058^{1,32}}{0,000442^{1,32}} = 961,5 \text{ kPa}$$

Teplota náplně " T_3 " vyšla:

$$T_3 = T_2 / \left(\frac{V_2}{V_3} \right)^{1-n} = 1121,5 / \left(\frac{0,0005058}{0,000442} \right)^{1-1,32} = 1171 \text{ K}$$

Podrobný a přesnější výpočet je k dispozici v příloženém výpočetním programu v prostředí MS Excel, kde tento výpočet probíhá po krocích o velikosti 1 stupně pootočení klikového hřídele.



Obr. 4.6 Schematický model motoru - 4. stav

Do 4. stavu se motor dostal pootočením o 180° z 3. stavu, tzn. že písty vykonaly další zdvih a došlo k prodloužené expanzi motoru, výfukový a plnicí ventil jsou stále otevřeny. Opět bylo předpokládáno, že:

$$p_4 = p_{PV4} = p_{POTR4} = p_{EV4}$$

$$V_4 = V_{PV4} + V_{POTR4} + V_{EV4} = 0,0315 + 0,05 + 0,6498 = 0,731 \text{ dm}^3$$

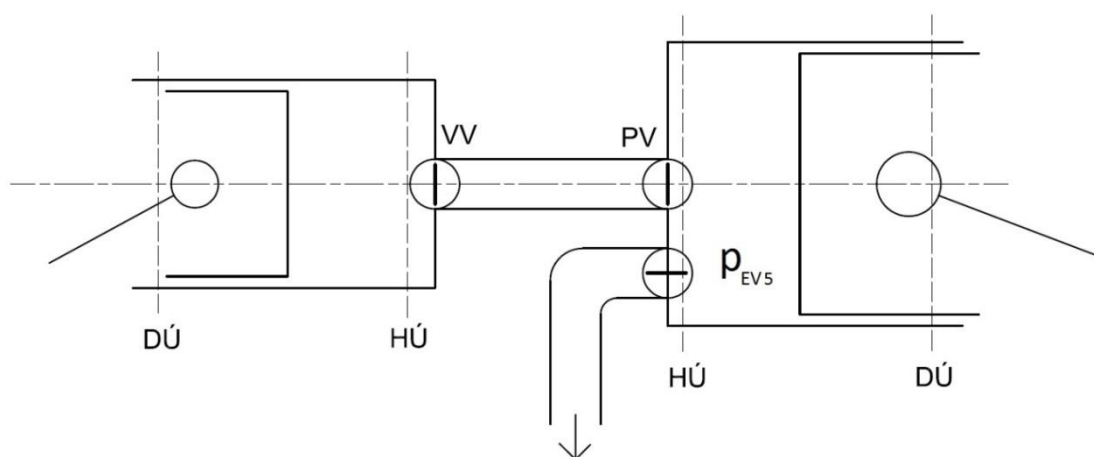
Výpočet tlaku "p₄" proběhl stejně jako v předchozím případě :

$$p_4 = \frac{p_3 * V_3^n}{V_4^n} = \frac{961500 * 0,000442^{1,32}}{0,000731^{1,32}} = 494,5 \text{ kPa}$$

Výpočet teploty náplně "T₄" rovněž proběhl stejně jako v předchozím případě:

$$T_4 = T_3 / \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{1-n} = 1171 / \left(\frac{0,000442}{0,000731} \right)^{1-1,32} = 996,7 \text{ K}$$

Podrobný výpočet je opět k nalezení v příloženém výpočetním programu.



Obr. 4.7 Schematický model motoru - 5. stav

Ve 5. stavu je v expanzním válci zavřený plnicí ventil a otevřený výfukový ventil a dochází k vytlačování spalín k turbíně. Předpokládá se, že střední velikost tlaku při vytlačování spalín k turbíně bude o 20 kPa nižší než plnicí tlak, tj.:

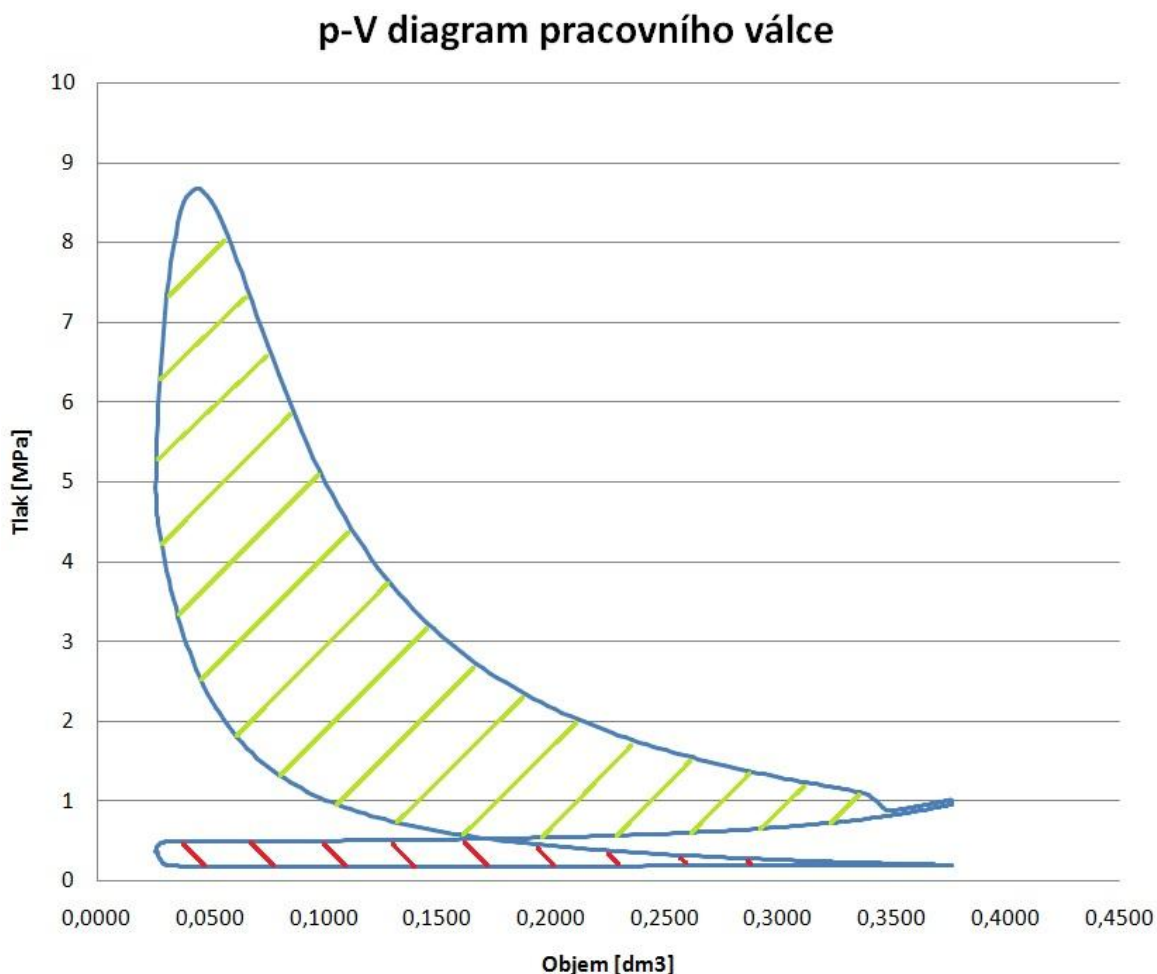
$$p_{EV4} = \text{konst.} = 180 \text{ kPa}$$

4.2 Výpočet výkonového potenciálu motoru

Pro ověření výkonového potenciálu pětidobého motoru byl proveden výpočet indikované práce motoru a následně jeho výkonu a celkové účinnosti. Výpočet byl proveden za pomoci programu TLAK.xls a dalšího výpočtového programu v prostředí MS Excel, oba programy jsou přiloženy na CD.

4.2.1 Indikovaná práce pracovního válce motoru

Indikovanou práci pracovního válce nejlépe znázorňuje p-V diagram na obrázku 4.8.



Obr. 4.8 p-V diagram pracovního válce

Zeleně vyšrafovaná oblast značí práci získanou, červeně vyšrafovaná oblast práci spotřebovanou. Průběh tlaku v pracovním válci je velmi podobný průběhu tlaku u klasického čtyřdobého motoru, jen je zde patrný "zub" na konci expanzního zdvihu, kde již spaliny expandují do prostoru spojovacího kanálu a expanzního válce. Následně dojde k mírnému nárůstu tlaku vlivem přibližujícího se expanzního pístu k horní úvrati a poté následuje tzv. prodloužená expanze.

Obecný vztah pro výpočet indikované práce je:

$$W_i = - \int_{V_{II}}^{V_I} p * dV$$

Indikovaná práce pracovního válce byla vypočtena programem TLAK.xls, který práci počítá po jednotlivých krocích o velikosti jednoho stupně pootočení klikového hřídele. Tlak "p" je střední tlak v jednom kroku, který se mění polytropicky, okamžitá hodnota polytropického exponentu je určena programem TLAK.xls automaticky v závislosti na složení a teplotě náplně válce.

Výpočet v tomto programu byl proveden pouze od 720° do 1220° natočení klikového hřídele, tj. do okamžiku otvírání výfukových ventilů, protože do této chvíle se tlak v pracovních válcích chová stejně jako u klasického čtyřdobého motoru. Následně dochází k prodloužené expanzi do expanzního válce, k čemuž není program TLAK.xls přizpůsoben, takže další výpočet byl proveden ručně v druhém výpočtovém programu v prostředí MS Excel.

Indikovaná práce pracovního válce, odečtená z programu TLAK.xls od 720° do 1220° je tedy:

$$W_{i_{720-V0}} = 845,3 J$$

Dále byla vypočtena indikovaná práce od 1220° do dolní úvratě. Proměnný tlak "p" byl vyjádřen ze vztahu:

$$p = \frac{p_1 * V_1^n}{V^n}$$

kde "p₁" a "V₁" jsou tlak a objem válce v okamžiku otvírání výfukových ventilů. Po dosazení dostaneme, že:

$$W_{i_{V0-DÚ}} = -p_1 * V_1^n \int_{V_{II}}^{V_I} \frac{1}{V^n} * dV = -p_1 * V_1^n * \left[\frac{V^{1-n}}{1-n} \right]_{V_{II}}^{V_I}$$

Tato indikovaná práce byla zjednodušeně počítána po krocích o velikosti 10 stupňů pootočení klikového hřídele, "V_I" je objem válce v aktuálním kroku, "V_{II}" je objem válce v dalším kroku. Polytropický exponent "n" byl volen odhadem pro okamžitou teplotu a složení náplně válce na hodnotu 1,3. Po výpočtu vyšlo, že:

$$W_{i_{V0-DÚ}} = 47,6 J$$

Následně byla vypočtena práce ve vytlačovacím zdvihu, výpočet byl proveden stejným způsobem jako v předchozím případě:

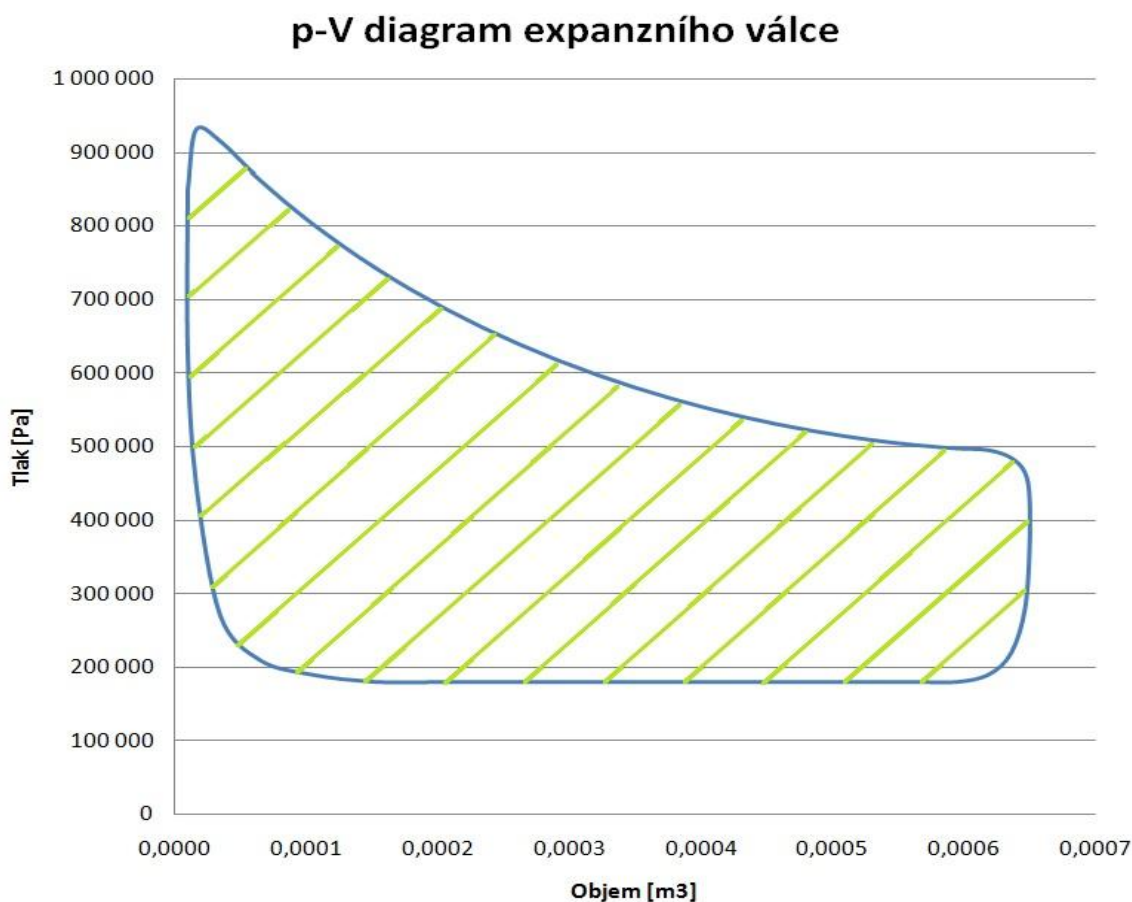
$$W_{i_{DÚ-HÚ}} = -234 \text{ J}$$

Celková indikovaná práce je dána součtem dílčích prací:

$$W_{i_{PV}} = W_{i_{720-1220}} + W_{i_{1220-DÚ}} + W_{i_{PE}} = 658,9 \text{ J}$$

4.2.2 Indikovaná práce expanzního válce motoru

Indikovanou práci expanzního válce opět znázorňuje p-V diagram, který je na obrázku 4.9. Zeleně vyšrafovaná oblast značí získanou práci.



Obr. 4.10 p-V diagram expanzního válce

Ve zdvihu prodloužené expanze bylo uvažováno, že má pracovní látka stejné vlastnosti jako v pracovním válci. Při výpočtu se postupovalo stejným způsobem jako u pracovního válce:

$$W_{iE_{PE}} = - \int_{V_{2EV}}^{V_{1EV}} p * dV = -p_3 * V_{1EV}^n * \left[\frac{V^{1-n}}{1-n} \right]_{V_{2EV}}^{V_{1EV}} = 340,9 J$$

Při výfukovém zdvihu pracuje píst s relativně konstantním tlakem a spotřebovává se vytlačovací práce, která je dána vztahem:

$$W_{iE_V} = - \int_{V_{3EV}}^{V_{2EV}} p * dV = -p_4 * V_{2EV}^n * \left[\frac{V^{1-n}}{1-n} \right]_{V_{3EV}}^{V_{2EV}} = -96,8 J$$

Součtem dílčích prací je stanovena celková indikovaná práce expanzního válce:

$$W_{iEV} = W_{iE_{EV}} + W_{iV_{EV}} = 340,9 + (-96,8) = 244,13 J$$

4.2.3 Výpočet výkonu motoru

Při výpočtu indikovaného výkonu motoru se vycházelo z vypočtené indikované práce:

$$P_i = W_i * t = W_{i/1} * \frac{n}{60 * k} * i$$

kde " $W_{i/1}$ " je indikovaná práce jednoho válce, " n " je počet otáček za minutu, " k " je koeficient počtu dob motoru (2 = čtyřdobý, 1 = dvoudobý) a " i " je počet válců motoru.

Výpočet byl stanoven pro 3000 1/min, kde je předpokládán nejvyšší točivý moment. Indikovaný výkon pracovních válců je tedy:

$$P_{iP} = 658,9 * \frac{3000}{60 * 2} * 2 = 32,9 kW$$

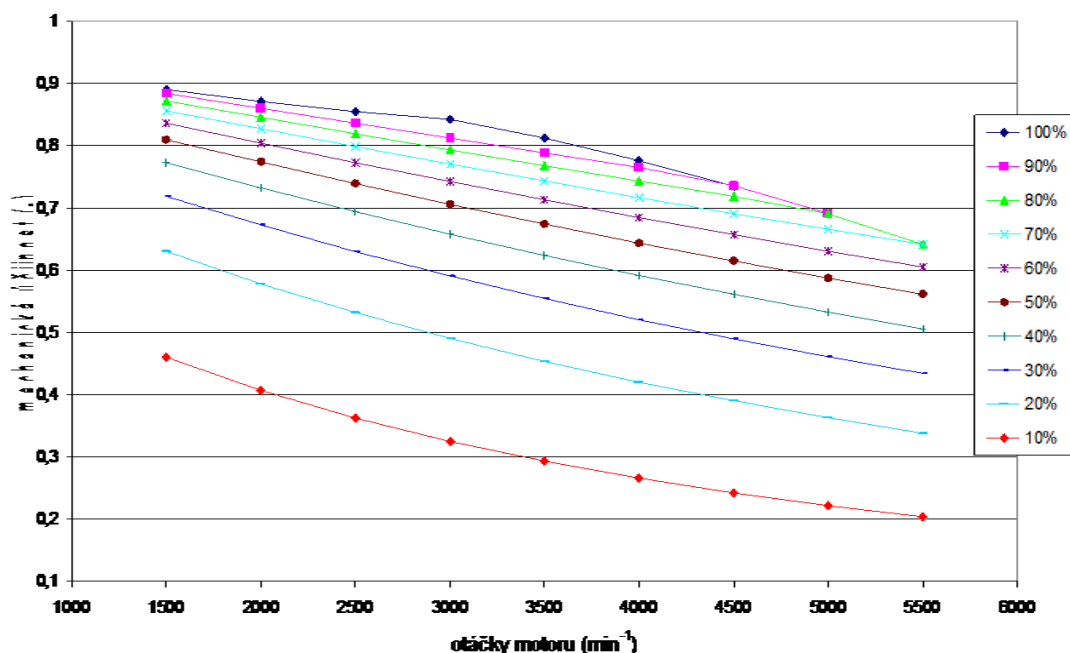
Indikovaný výkon expanzního válce je:

$$P_{iE} = 244,13 * \frac{3000}{60 * 1} * 1 = 12,2 kW$$

Celkový indikovaný výkon motoru je dán součtem:

$$P_i = 32,9 + 12,2 = 45,2 kW$$

Pro výpočet efektivního výkonu motoru bylo nutné zjistit hodnotu jeho mechanické účinnosti. Na obrázku 4.11 je zobrazen diagram mechanické účinnosti v závislosti na otáčkách a zatížení motoru ŠA 1.2 HTP.



Obr. 4.11 Závislost mechanické účinnosti na otáčkách a zatížení motoru - 1.2 HTP

Zvolený motor byl testován v režimu 3000 1/min při plném zatížení. Proto byla mechanická účinnost volena $\eta_m = 0,85$. Následně byl vypočten efektivní výkon:

$$P_e = P_i * \eta_m = 45,2 * 0,85 = 38,4 \text{ kW}$$

4.2.4 Celková účinnost motoru

Celková účinnost je hlavním měřítkem výkonového potenciálu spalovacích motorů. Je dána vztahem:

$$\eta_c = \frac{P_e}{P_{pal}}$$

kde " P_{pal} " je tepelný příkon v palivu přivedeném do motoru. Tento výkon lze vypočítat ze vztahu:

$$P_{pal} = M_{p/1} * \frac{n}{60 * k} * i * H_u$$

kde " $M_{p/1}$ " je spotřeba paliva jednoho válce [g/cykl] a " H_u " je měrná výhřevnost benzínu [kJ/g]. Hodnota spotřeby paliva $M_{p/1} = 0,04776$ g/oběh byla odečtena z výpočtu



programu TLAK.xls, výhřevnost benzinu $H_u = 42,5 \text{ kJ/g}$. Po dosazení bylo vypočteno, že:

$$P_{pal} = 0,04776 * \frac{3000}{60 * 2} * 2 * 42,5 = 101,5 \text{ kW}$$

Celková účinnost je tedy:

$$\eta_c = \frac{38,4}{101,5} = 0,38$$

Tomu odpovídá měrná spotřeba paliva $m_{PE} = 224 \text{ g/kWh}$

Z výpočtu je zřejmé, že má tento motor velmi vysokou celkovou účinnost, v porovnání s dnešními spalovacími motory, jejichž celková účinnost dosahuje maximálně 35 %. Proto lze konstatovat, že má tento motor vysoký potenciál pro použití jako pohon motorových vozidel.

Výsledek výpočtu výkonu motoru s prodlouženou expanzí koncepce Ilmor lze porovnat s výsledkem výpočtu výkonu přeplňovaného 2válcového zážehového motoru v klasickém konstrukčním uspořádání se stejnou geometrií válců jako pětidobý motor Ilmor a stejnými vstupními daty pro tepelně technický výpočet (plnicí tlak, bohatost směsi, parametry hoření, protitlak výfuku). Výpočet v programu TLAK.xls potom ukazuje indikovanou práci oběhu v jednom válci $W_i = 738 \text{ J}$. Indikovaný výkon motoru pro $n = 3000 \text{ 1/min}$ je:

$$P_i = W_{i/1} * \frac{n}{2 * 60} * 2 = 738 * \frac{3000}{60} = 36,9 \text{ kW}$$

Efektivní výkon klasického motoru je:

$$P_e = P_i * \eta_m = 36,9 * 0,85 = 31,4 \text{ kW}$$

Motor pracuje s celkovou účinností:

$$\eta_c = \frac{31,4}{101,5} = 0,31$$

což odpovídá měrné spotřebě $m_{PE} = 273 \text{ g/kWh}$

4.3 Rozvaha o přepřňování motoru

Pro přepřňování motoru bylo použit agregát turbodmychadla. Hnací turbína u přepřňovaných vozidlových motorů pracuje v režimu impulzního provozu, na rozdíl od plnicího dmychadla. Výkonová bilance agregátu plnicího turbodmychadla s impulzním provozem hnací turbíny je popsána rovnicí:

$$P_D = P_T$$

Pro stanovení potřebného příkonu dmychadla i výkonu hnací turbíny lze použít energetickou bilanční rovnici pro tepelné stroje, kterou lze napsat v měrném stavu pro 1 kg pracovní látky jako:

$$w_{0-2} + \frac{c_2^2 - c_0^2}{2} + e_{ztr/0-2} = i_0 - i_2 + q_{v/0-2} + q_{ztr/0-2}$$

kde "w" je mechanická práce při průtoku pracovní látky tepelným strojem (dmychadlem, turbínou), "c" je rychlost pracovní látky, "i" je entalpie pracovní látky, "e_{ztr}" značí nevratné ztráty při průtoku pracovní látky dmychadlem nebo turbínou (nevratnost změn) a je rovno "q_{ztr}", "q_v" je výměna tepla s okolím (pro odvod do okolí je q_v < 0), index "0" je pro stav pracovní látky na vstupu do tepelného stroje, index "2" je pro stav pracovní látky na výstupu z tepelného stroje (tj. pro dmychadlo i turbínu za oběžným kolem).

Pro agregát plnicího turbodmychadla potom platí vztah:

$$P_D = P_T$$

$$\dot{m}_{pv/D} * w_{is/D} * \frac{1}{\eta_{is/D}} = \dot{m}_{vp/T} * w_{is/T} * \eta_{is/T} * \beta * \eta_m$$

kde " $\dot{m}_{pv/D}$ " je hmotnostní tok pracovní látky plnicím dmychadlem, " $w_{is/D}$ " je isoentropická práce na dmychadle a " $\eta_{is/D}$ " značí isoentropickou účinnost plnicího dmychadla, index "T" značí stejné veličiny pro hnací turbínu, " β " je součinitel impulzního provozu turbíny a " η_m " je mechanická účinnost celého agregátu turbodmychadla.

Potřebný příkon dmyhadla se stanoví dle rovnice:

$$P_D = \dot{m}_{pv} * w_{is/D} * \frac{1}{\eta_{is/D}} = \dot{m}_{pv} * c_{p/v} * (t_{D2} - t_{D1})$$

kde " t_{D2} " je teplota, která se určí výpočtem z teploty při isoentropickém stlačení a isoentropické účinnosti dmyhadla.

Pro zvolený provozní režim motoru, tj. 3000 1/min a 100 % zatížení byl uvažován plnicí tlak 200 kPa a teplota nasávaného vzduchu $T_{D1} = 300$ K. Z výpočtu v programu TLAK.xls pro geometrické rozměry pracovního válce vychází $M_{VZ/1} = 0,6936$ g a $M_{P/1} = 0,04776$ g.

Teplota při isoentropickém stlačení by byla:

$$T_{D2is} = T_{D1c} * \left(\frac{p_{D2c}}{p_{D1c}} \right)^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa} \right)} = 300 * \left(\frac{200}{98} \right)^{\left(\frac{0,4}{1,4} \right)} = 368 \text{ K}$$

kde " p_{D2c} " je uvažovaný plnicí tlak a " p_{D1c} " je tlak atmosférický.

Skutečnou teplotu plnicího vzduchu po stlačení určuje isoentropická účinnost dmyhadla η_{isD} . S odhadnutou $\eta_{isD} \cong 0,75$ potom teplota bude:

$$T_{D2c} = T_{D1c} + \frac{(T_{D2is} - T_{D1c})}{0,75} = 391 \text{ K}$$

Hmotnostní tok dmyhadlem je:

$$\dot{m}_{vz} = M_{vz/1} * \frac{n}{2 * 60} * 2 = 34,7 * 10^{-3} \text{ kg/s}$$

Potřebný příkon dmyhadla potom vychází:

$$P_D = 0,0347 * 1005 * 91 = 3,17 \text{ kW}$$

Stanovení výkonu turbíny je mnohem složitější než v případě příkonu dmyhadla. V okamžiku otvírání výstupního ventilu v expanzním válci je podle dřívějších výpočtů $p_{EV/VO} = 4,53$ bar, $V_{EV/VO} = 0,609$ dm³ a výpočtem vychází $T_{EV/VO} = 1270$ K. Výfukové plyny po výtoku z expanzního válce postupují k turbíně jako výrazná tlaková vlna až na počátek vtoku do turbíny a v poslední třetině výtoku se tlak mezi expanzním válcem a turbínou bude poněkud snižovat pod uvažovanou „střední“

hodnotu tlaku na vstupu do turbíny. Energetický obsah ve výfukových plynech v okamžiku otvírání výstupního ventilu je:

$$E_{v\dot{v}f/EV} = c_{p/v\dot{v}f} * T_{EV/VO} * M_{v\dot{v}f/EV} = 1,2 * 1260 * 0,714 * 10^{-3} = 1080 \text{ J}$$

Průtok výfukových plynů z expanzního válce potrubím a turbínou je spojen s relativně velkými ztrátami tepelné energie (prostup tepla do okolí, vnitřní nevratné ztráty,...). Pokud bude uvažován ve zvoleném provozní režimu motoru tlak na výstupu z turbíny $p_{T2} = 110 \text{ kPa}$ (průtokové odpory - katalyzátor a tlumiče výfuku) a dále také bezztrátový průtok výfukových plynů turbínou, bude teplota výfukových plynů po isoentropické expanzi (uvažováno $\kappa_{vp} = 1,32$):

$$T_{T2is} = T_{EV/VO} * \left(\frac{p_{T2}}{p_{T1}} \right)^{\left(\frac{\kappa_{vp}-1}{\kappa_{vp}} \right)} = 1260 * \left(\frac{110}{453} \right)^{\left(\frac{0,32}{1,32} \right)} = 894 \text{ K}$$

Energetický obsah ve výfukových plynech za turbínou v případě bezztrátového průtoku bude:

$$E_{v\dot{v}f/T2} = c_{p/v\dot{v}f} * T_{T2is} * M_{v\dot{v}f/EV} = 1,2 * 894 * 0,741 * 10^{-3} = 795 \text{ J}$$

Velký tepelný spád mezi expanzním válcem a výstupem z turbíny se ale vlivem zmiňovaných ztrát významně zmenší. Výpočtem lze energetický výkonový potenciál využitelný k přeměně na mechanickou práci pro pohon dmychadla stanovit s relativně velkým zjednodušením a předpokládaným "středním" stavem výfukových plynů na vstupu k turbíně. Bude-li uvažováno, že proběhla expanze z $p_{EV/VO} = 453 \text{ kPa}$ na střední tlak před turbínou $p_{T1} = 180 \text{ kPa}$, potom se teplota výfukových plynů před turbínou sníží na $T_{T1/is} = 1015 \text{ K}$. To by znamenalo teplotní spád na turbíně $\Delta T_{is} = 116 \text{ K}$. Důsledkem vnitřních ztrát se ale teplotní spád významně sníží. Při uvažování isoentropické účinnosti $\eta_{isT} = 0,70$, součinitele impulzního provozu turbíny $\beta \cong 1,1$ a mechanické účinnosti $\eta_m = 0,96$ bude v takovém případě mechanický výkon turbíny:

$$P_T = m_{vp/T} * w_{is/T} * \eta_{is/T} * \beta * \eta_m = 37,1 * 10^{-3} * c_{p/vp} * (T_{T1/is} - T_{T2/is}) * 0,7 * 1,1 * 0,96 = 3,75 \text{ kW}$$

Vypočtená hodnota výkonu turbíny se odchyluje nevýznamně od příkonu potřebného pro dmychadlo. Z toho vyplývá, že "pětidobý" motor má dostatečný potenciál pracovat jako přeplňovaný spalovací motor. Výběr vhodné turbíny pro agregát



turbodmychadla se provede na základě charakteristik dostupných hnacích turbín od výrobců turbodmychadel, výběr dmychadla i turbíny se provede podle katalogu vhodného výrobce. Optimální uspořádání agregátů plnicího turbodmychadla na motoru musí být dokončeno experimentálně na zkušebně motorů.

5 Simulace pětidobého motoru v softwaru Wave

5.1 Charakteristika softwaru Wave

Wave je simulační software od anglické společnosti Ricardo, zaměřený na modelování a simulaci spalovacích motorů a jejich příslušenství s následným provedením detailních analýz. Je to v podstatě balík několika programů, potřebných pro modelování, výpočet a vizualizaci výsledků. Prvním z nich je WaveBuild - primární pre-procesor, který je počátečním bodem pro všechny simulace v programech Wave. V rámci WaveBuild uživatel definuje zkoumaný systém použitím jednotlivých prvků, které potom reprezentují tento systém na pracovní ploše. Okrajové podmínky (vstupní tlaky a teploty, teploty stěn, provozní podmínky válců motoru, turbodmychadel nebo čerpadel, atd.) jsou definovány stejně jako počáteční podmínky každého prvku (rozměry kanálů, válců, atd.). Takto vytvořený model je připraven pro analýzu ve WAVE řešiči. WaveBuild také obsahuje specializované nástroje pro definování charakteristik turbodmychadel (TCMAP) a vlastností paliva a vzduchu.

Poté, co je vytvořen model, následuje výpočet pomocí WAVE řešiče, který poskytuje plně integrované zpracování časově závislé dynamiky tekutin a termodynamiky pomocí 1D formulace.

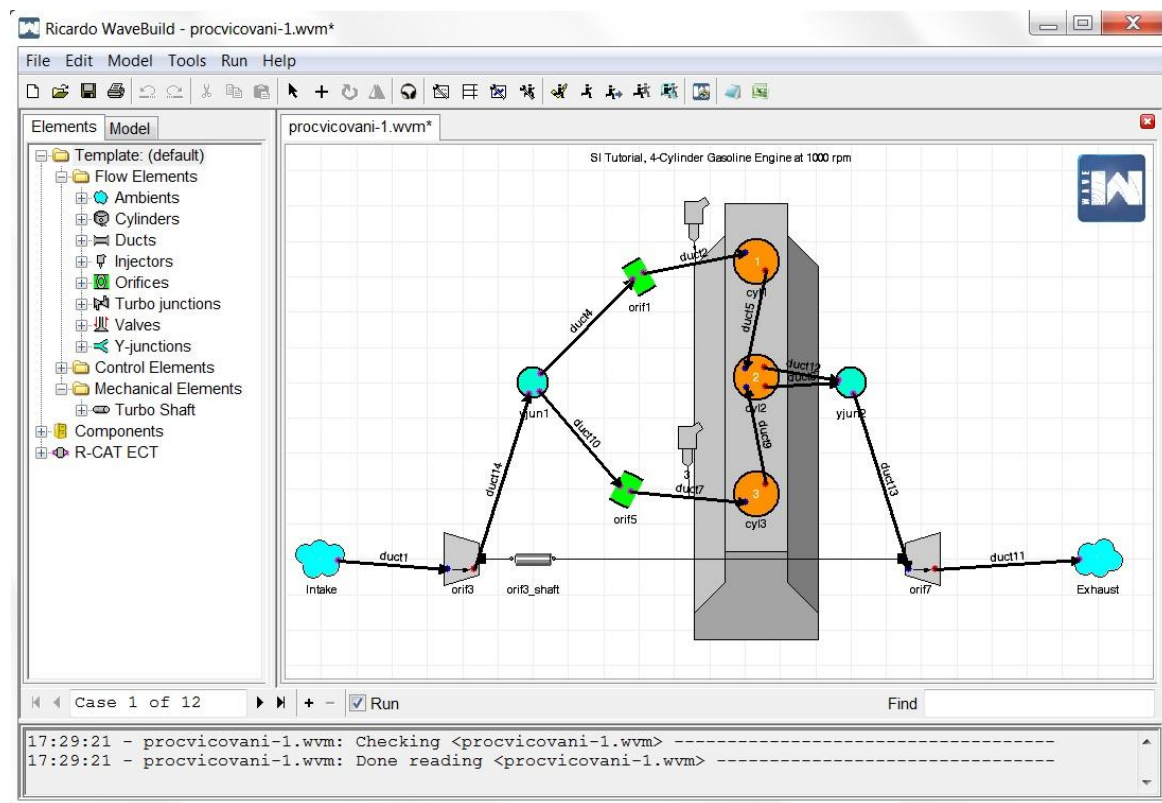
Po provedení výpočtu je nutné použít program WavePost, což je jednotný grafický post-procesor pro všechny WAVE simulace, který umožňuje vizualizaci výsledků a generování zprávy. V rámci WavePost si může uživatel zobrazit grafy vytvořené v průběhu modelování ve WaveBuild nebo si může vytvořit nové grafy z výsledků generovaných simulací spolu s animací průběhů zvolených procesních veličin.

5.2 Vlastní simulace pětidobého motoru

5.2.1 Tvorba simulačního modelu

Nejprve byl vytvořen základní model motoru v programu WaveBuild, který je znázorněn na obrázku 5.4.

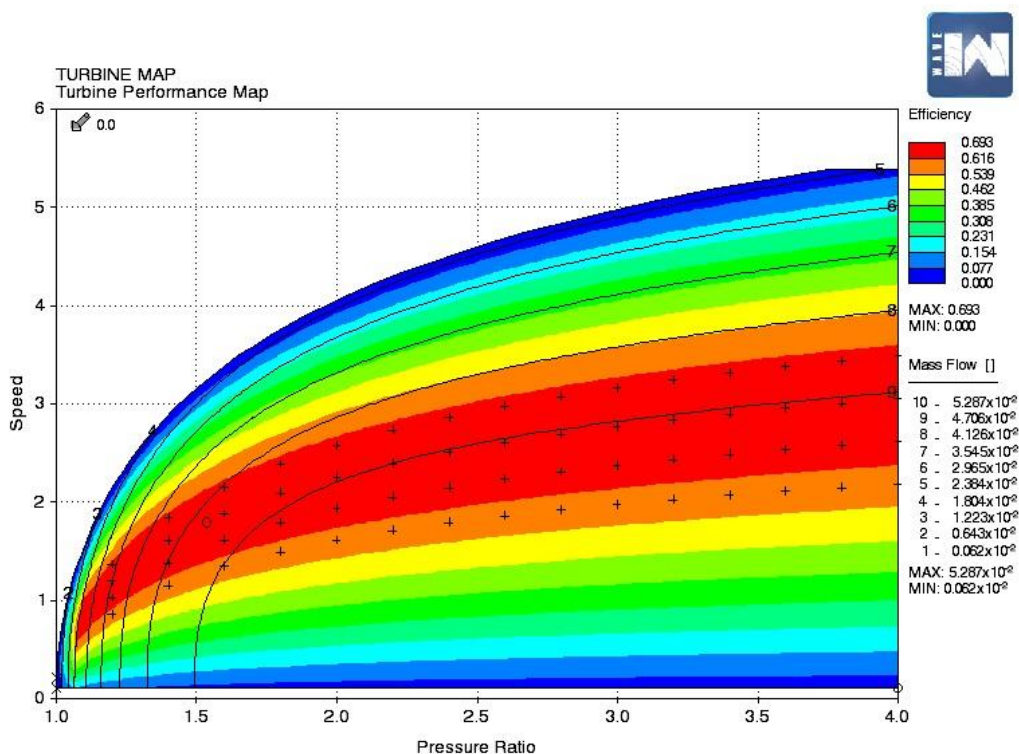
Na začátku bylo vytvořeno atmosférické prostředí pro sání a výfuk. Pokračovalo se vložením bloku motoru, kde byl nastaven typ motoru, počet válců, rozestup a pořadí zapalování. Dále bylo potřeba nastavit referenční tlak a teplotu, Wiebeho model pro hoření a Woschniho model pro přestup tepla.



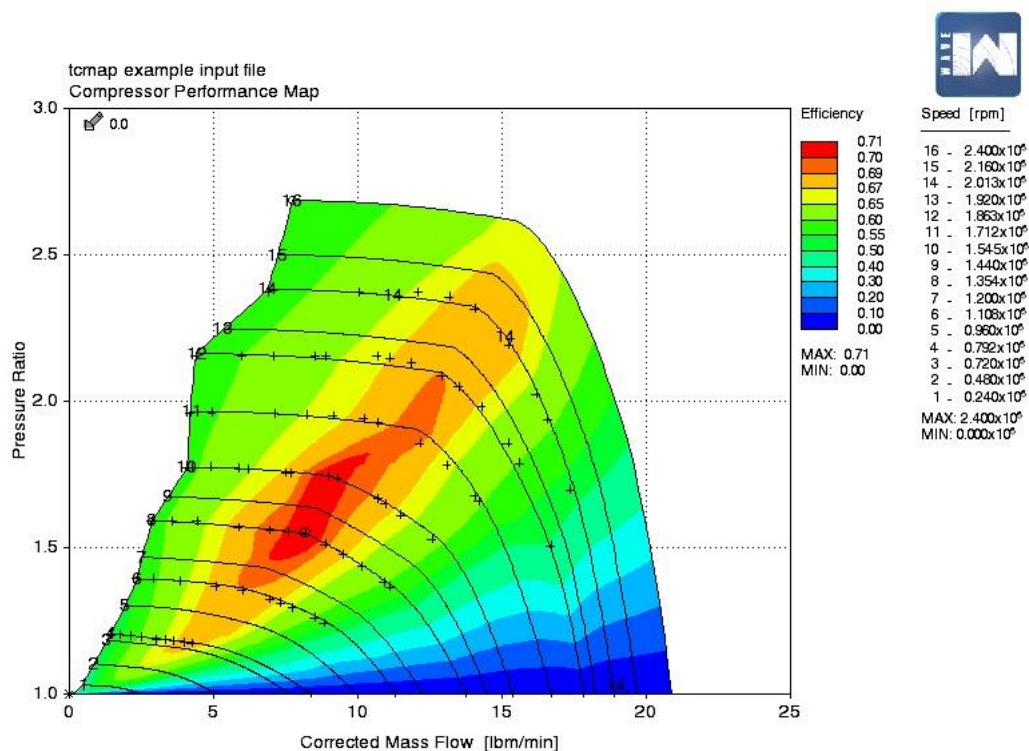
Obr. 5.4 Simulační model pětidobého motoru

Následně bylo zadáno vrtání a zdvih jednotlivých válců a jejich kompresní poměry. Na rozdíl od skutečnosti se v expanzním válci musela uvažovat zapalovací svíčka, která ovšem produkuje jiskru v již spálené směsi, takže ovlivnění termodynamických pochodů je zanedbatelné. Program bohužel absenci svíčky nepodporuje.

Dále byla vložena turbína a dmychadlo. Použity byly přednastavené agregáty z knihovny WaveBuild, pro standardní maloobjemový čtyřdobý zážehový motor. Charakteristiky turbíny a dmychadla jsou znázorněny na obrázcích 5.5 a 5.6.



Obr. 5.5 Charakteristika použité turbíny



Obr. 5.6 Charakteristika použitého dmychadla

Následně byla vložena veškerá potrubí a kanály, které se vytvořily jednoduše propojením jednotlivých prvků. Pro vytvoření sacího potrubí a sběrného výfukového potrubí byly vloženy tzv. Y-křižovatky. Následně se zadaly parametry všech potrubí, jako je délka, průměr na začátku a na konci, úhel ohybu, tlak, teplota a složení vstupní

tekutiny a teplota stěny. K sacím kanálům se připojily vstřikovače paliva, u kterých stačilo zadat polohu (vzdálenost od ventilu a úhel), úhel vstřikovaného paprsku a šířku trysky.

K tomuto simulačnímu modelu byla ještě vytvořena tabulka konstant pro simulaci motoru v celém rozsahu pracovních otáček. Rozsah se rozdělí po 500 1/min do 12 stavů, v nichž probíhá výpočet. Do této tabulky byly ještě zahrnuty otáčky turbodmychadla a teoretické množství vzduchu stechiometrické směsi. Modelování rovněž obsahuje regulaci plnicího tlaku systémem Wastegate na turbíně plnicího agregátu pro dosažení konstantního točivého momentu v širším spektru otáček. Teoretické množství vzduchu se volilo konstantní v celém rozsahu otáček. Do tabulky konstant je možné zadat jakoukoli konstantu, u které chceme, aby se v průběhu analýzy motoru měnila. Čím více stavů bude vytvořených, tím déle bude probíhat výpočet, zato výsledné grafy z analýzy budou plynulejší.

5.2.2 Časování a průběh zdvihu ventilů

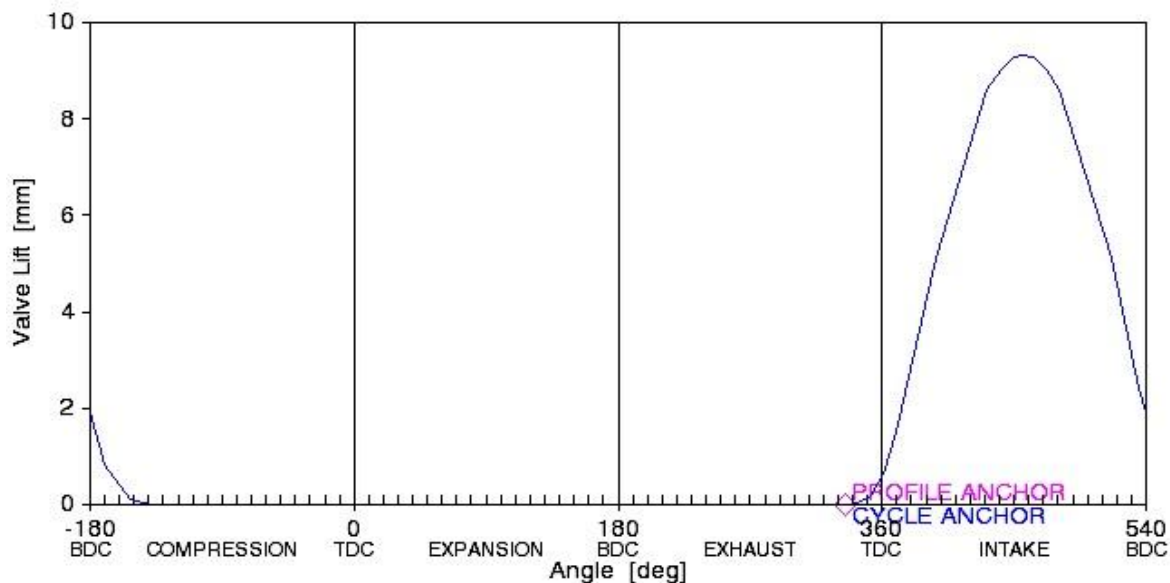
Pro ověření výsledků výpočtů bylo voleno totožné časování a zdvih ventilů pracovních válců jako v předchozí kapitole. Hodnoty jsou zobrazeny na obrázku 5.7.

Časování ventilů - sací otvírá [°]	SO	-20
Časování ventilů - sací zavírá [°]	SZ	220
Časování ventilů - výfukový otvírá [°]	VO	500
Časování ventilů - výfukový zavírá [°]	VZ	730
Sací ventil - počet	IS	1
Sací ventil - průměr sedla [mm]	DSS	30
Sací ventil - úhel sedla [°]	USS	45
Sací ventil - zdvih ventilu [mm]	ZVS	9,5
Sací ventil - průtokový součinitel	PSS	0,7
Maximální průtokový průřez [mm ²] (program vypočítá)	MPS	633
Výfukový ventil - počet	IV	1
Výfukový ventil - průměr sedla [mm]	DSV	26
Výfukový ventil - úhel sedla [°]	USV	45
Výfukový ventil - zdvih ventilu [mm]	ZVV	9,5
Výfukový ventil - průtokový součinitel	PSV	0,7
Maximální průtokový průřez [mm ²] (program vypočítá)	MPV	549
Střední tlak v sacím potrubí [kPa]	p _s = PSP	200

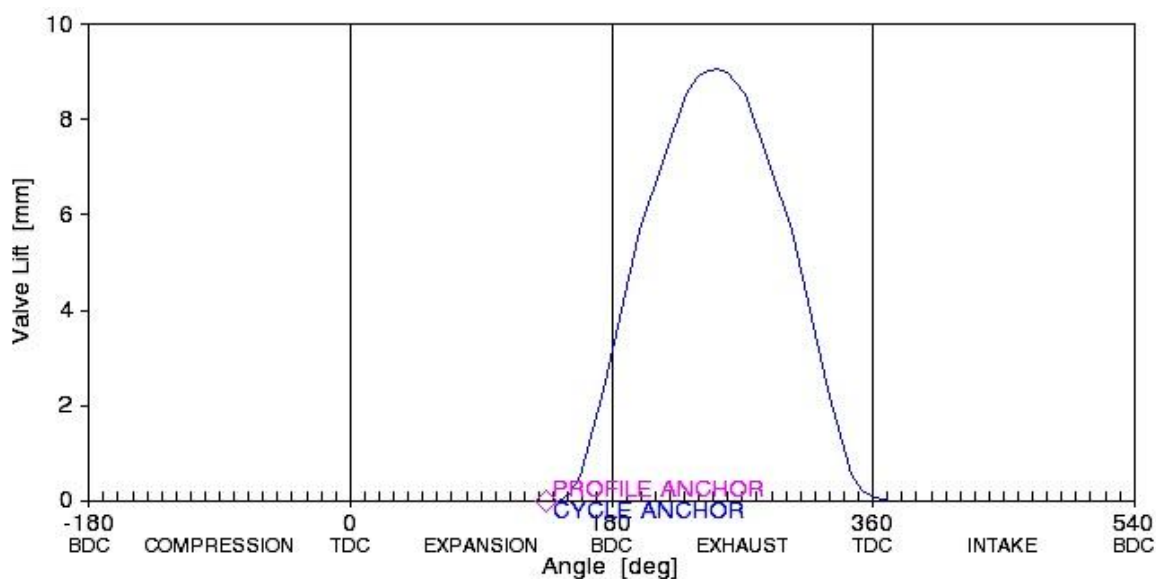
Obr. 5.7 Časování ventilů z programu TLAK.xls

Pro vytvoření průběhů zdvihu ventilů bylo využito přednastavených průběhů z knihovny WaveBuild, které se následně upravily pro dosažení výše uvedeného časování. V případě plnicích ventilů expanzního válce bylo časování a průběhy zdvihu

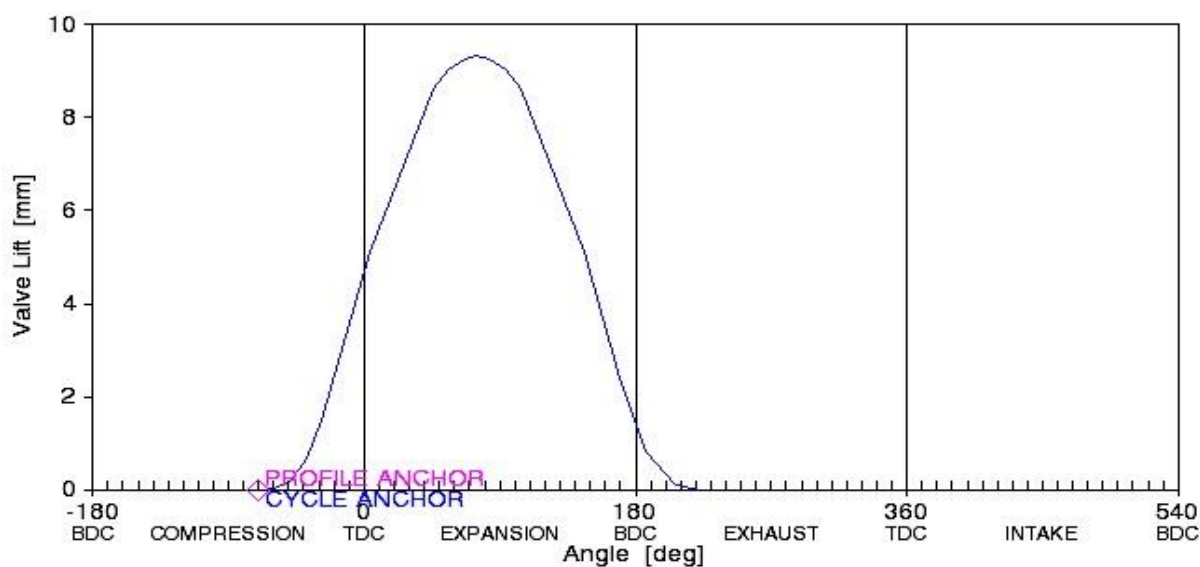
nastaveny na základě dostupných informací z webu firmy Ilmor. U nastavení časování výstupních ventilů expanzního válce se postupovalo experimentální cestou. Vytvořené průběhy zdvihů a časování ventilů jsou vyobrazeny na obrázcích 5.8 až 5.12.



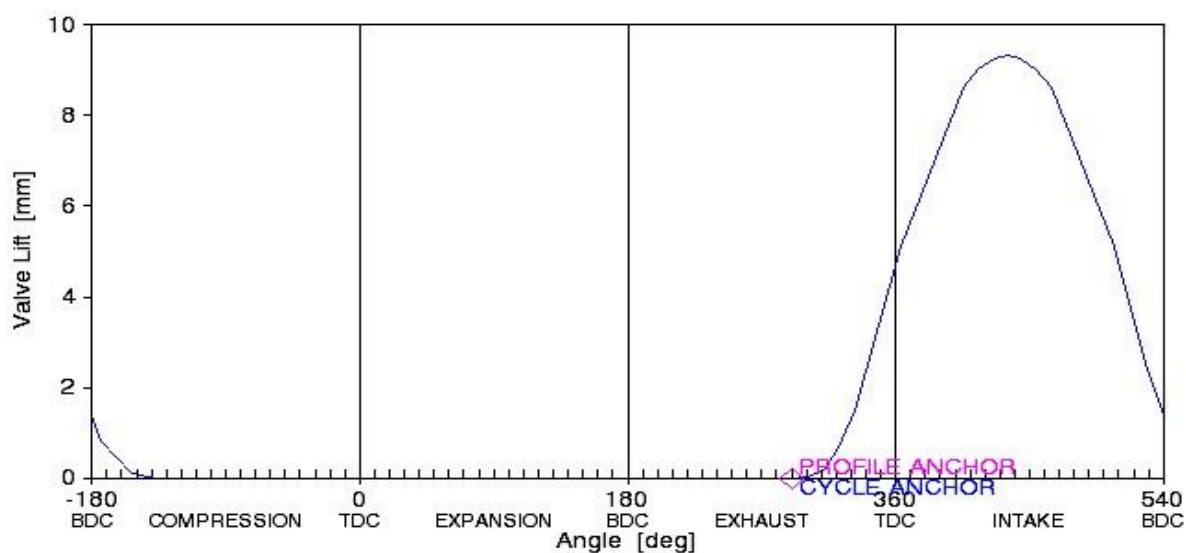
Obr. 5.8 Časování a průběh zdvihu sacích ventilů pracovních válců



Obr. 5.9 Časování a průběh zdvihu výfukových ventilů pracovních válců

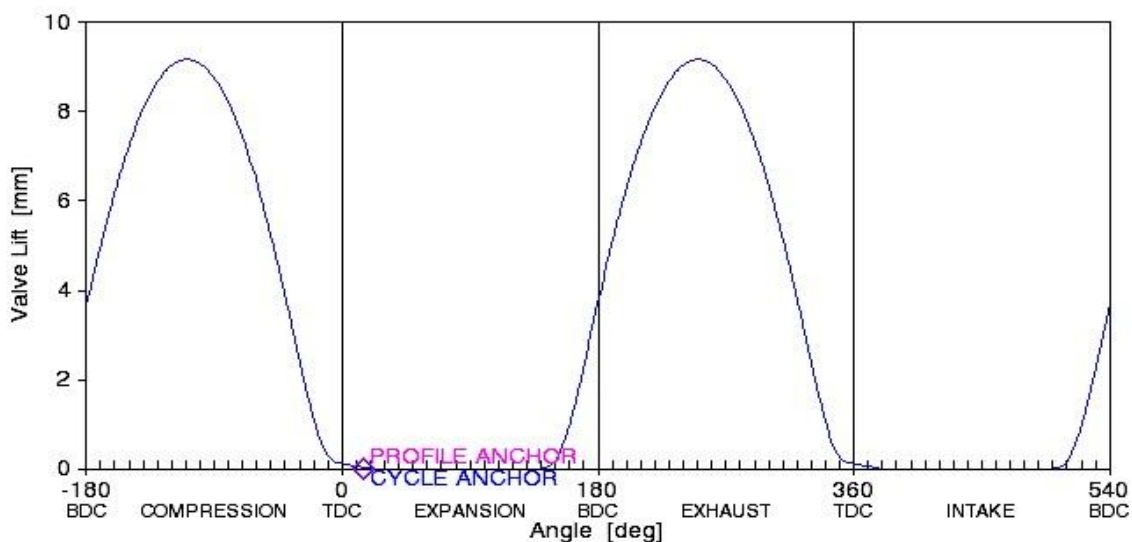


Obr. 5.10 Časování a průběh zdvihu 1. plnicího ventilu expanzního válce



Obr. 5.11 Časování a průběh zdvihu 2. plnicího ventilu expanzního válce

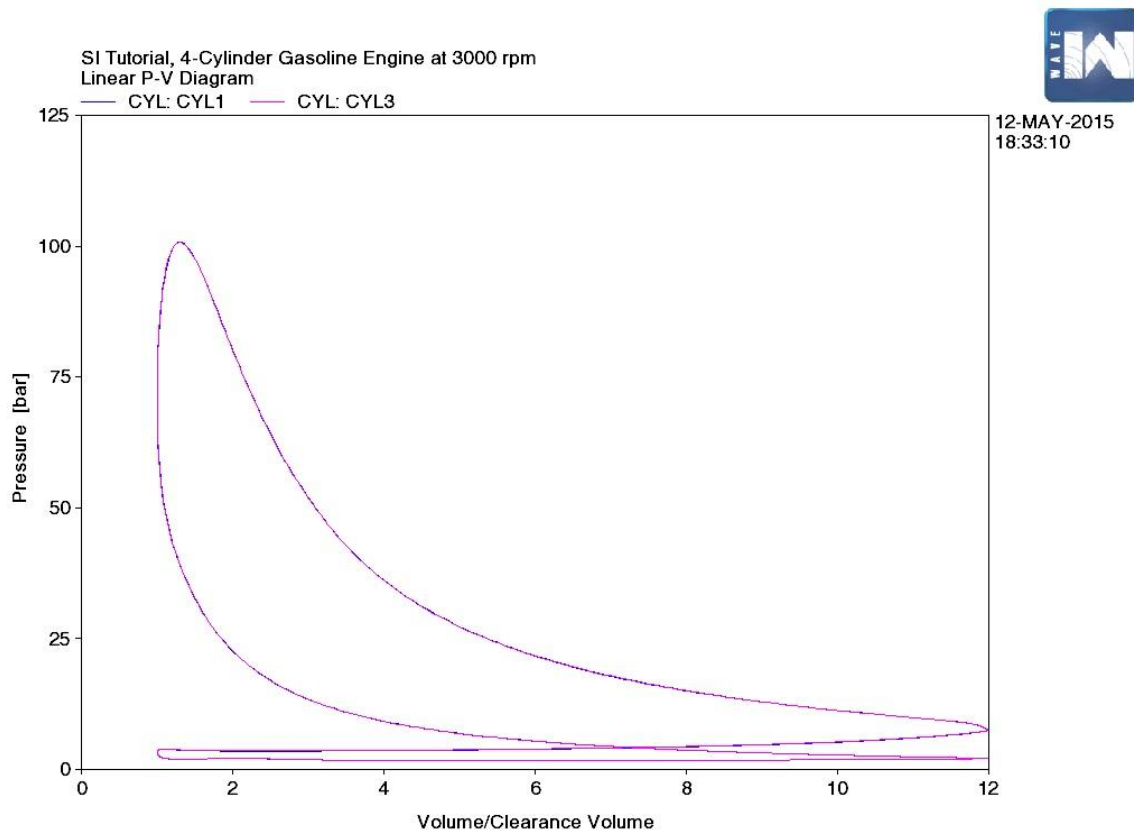
Plnicí ventily expanzního válce se otvírají střídavě po 360° zvlášť pro 1. nebo 2. pracovní válec.



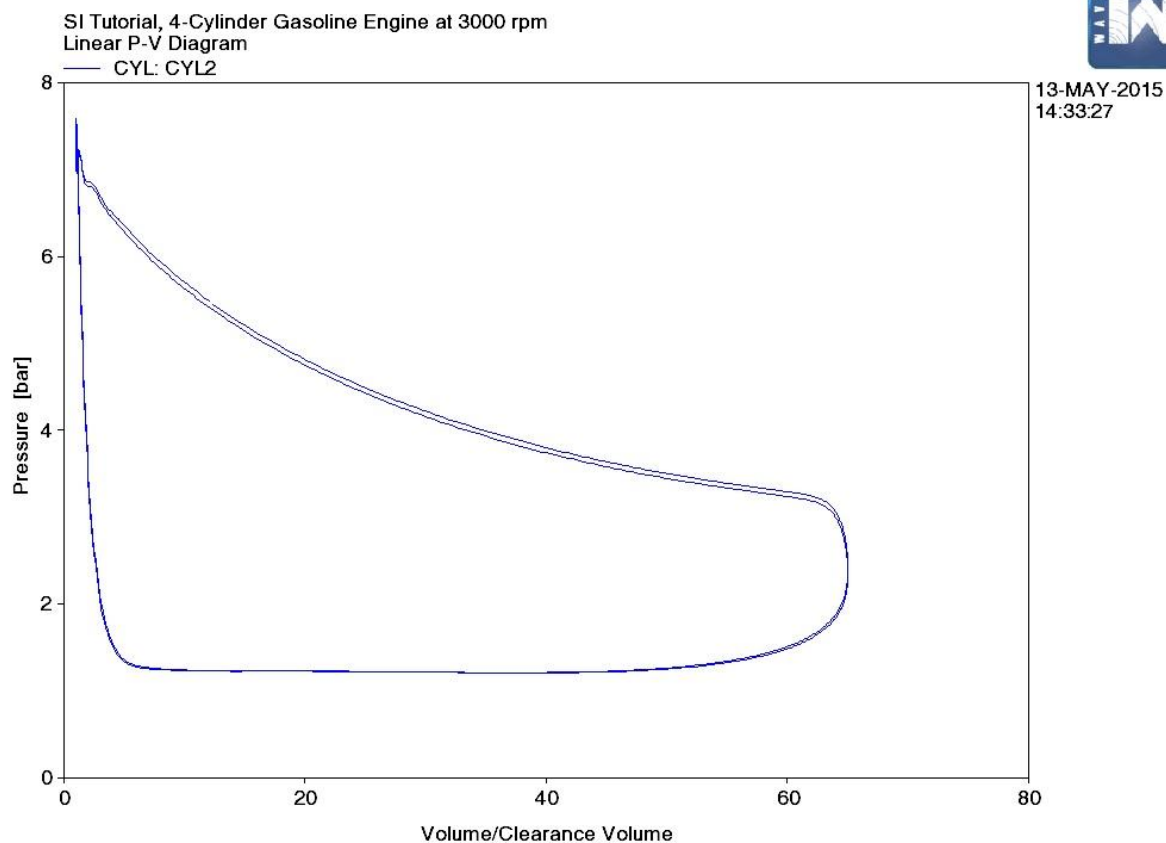
Obr. 5.12 Časování a průběh zdvihu výstupních ventilů expanzního válce

5.2.3 Analýza výsledků simulace

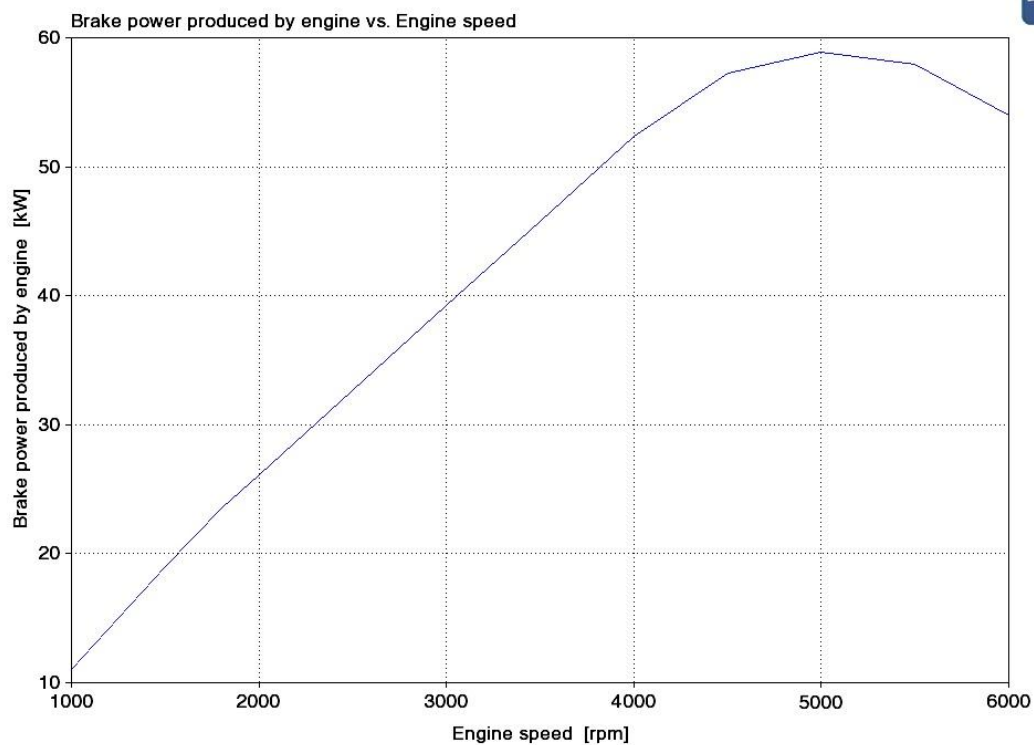
Po proběhnutí výpočtu ve WAVE řešiči pokračuje analýza v programu WavePost. Zde je možné vyvolat již přednastavené grafy nebo si vytvořit vlastní grafy. Na obrázcích 5.13 až 5.17 jsou vyobrazeny hlavní grafy pro analýzu pětidobého motoru, ostatní průběhy jsou uvedeny v příloze.



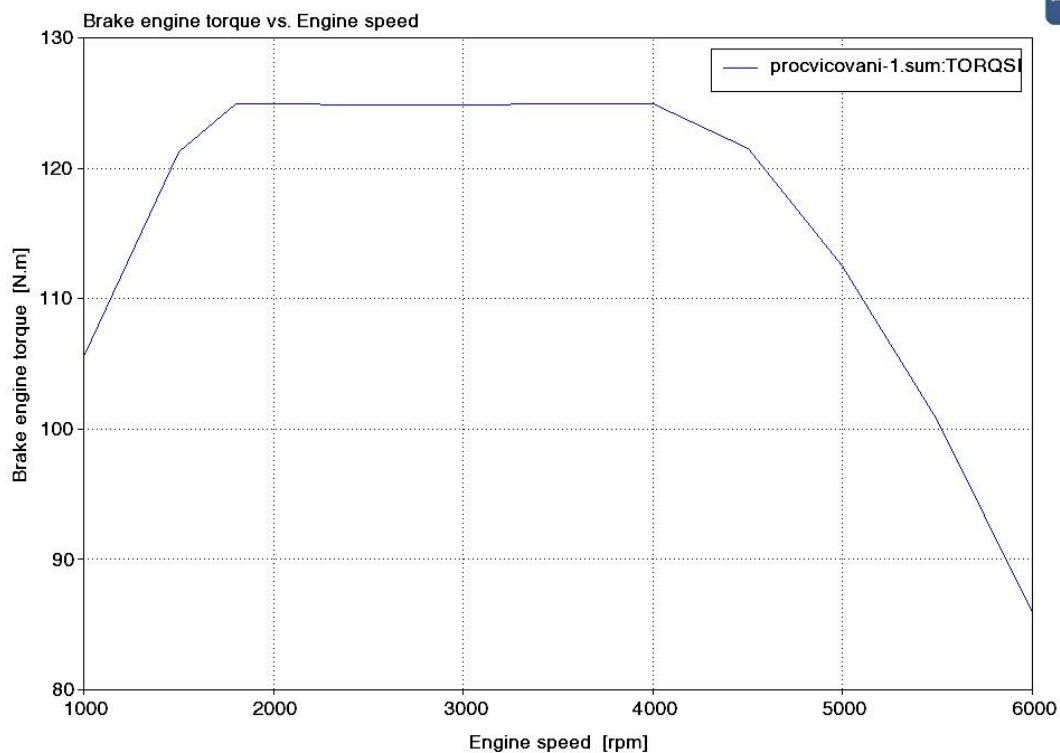
Obr. 5.13 p-V diagram pracovního válce při 3000 ot/min



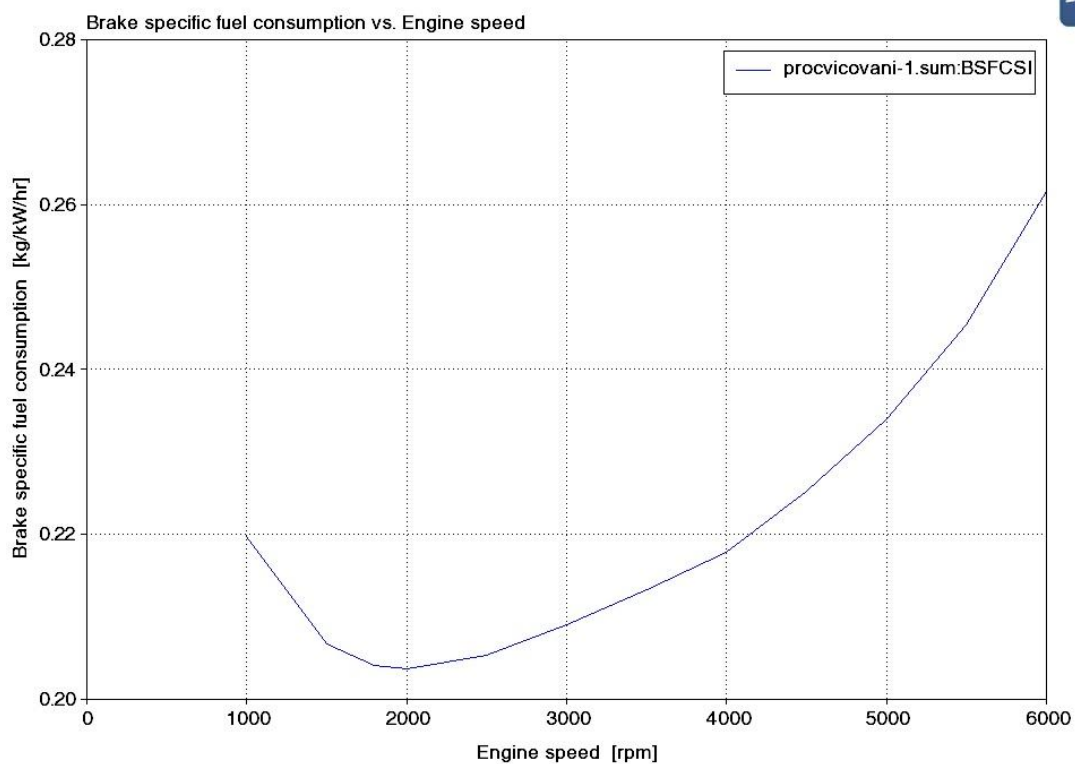
Obr. 5.14 p - V diagram expanzního válce při 3000 ot/min



Obr. 5.15 Průběh výkonu v závislosti na otáčkách motoru



Obr. 5.16 Průběh točivého momentu v závislosti na otáčkách motoru

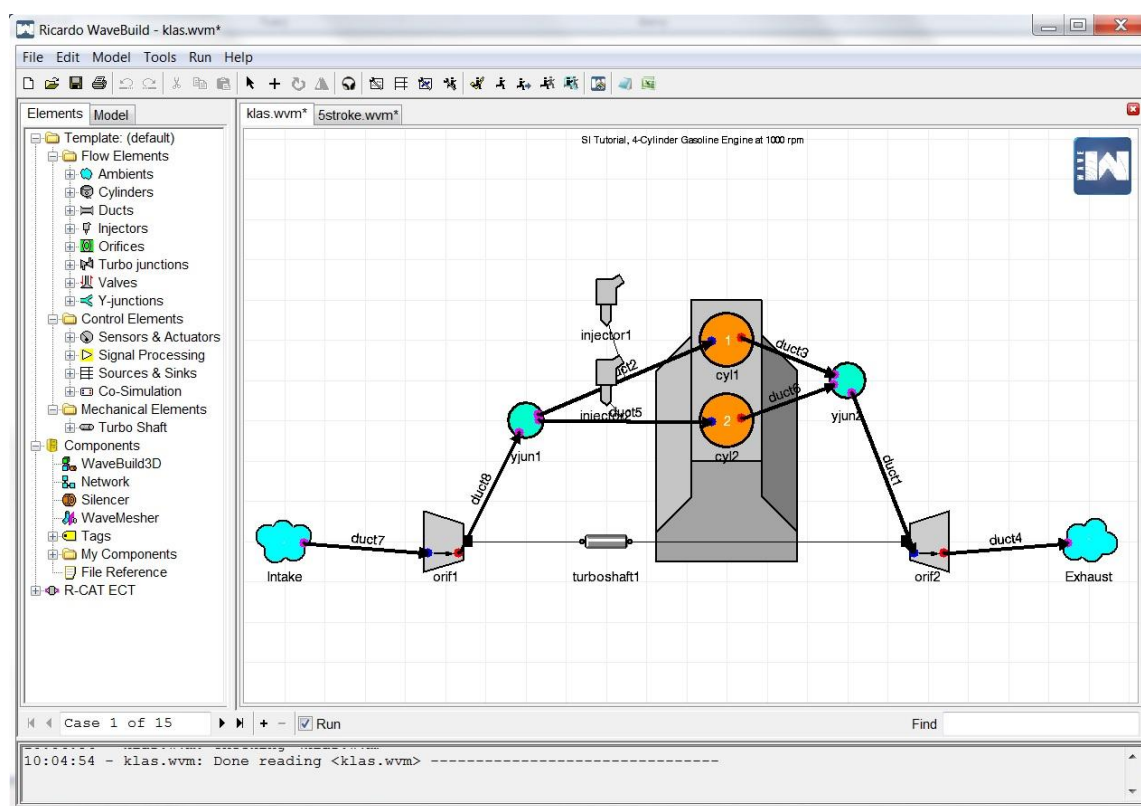


Obr. 5.17 Průběh měrné spotřeby paliva v závislosti na otáčkách motoru

5.3 Simulace klasického čtyřdobého motoru

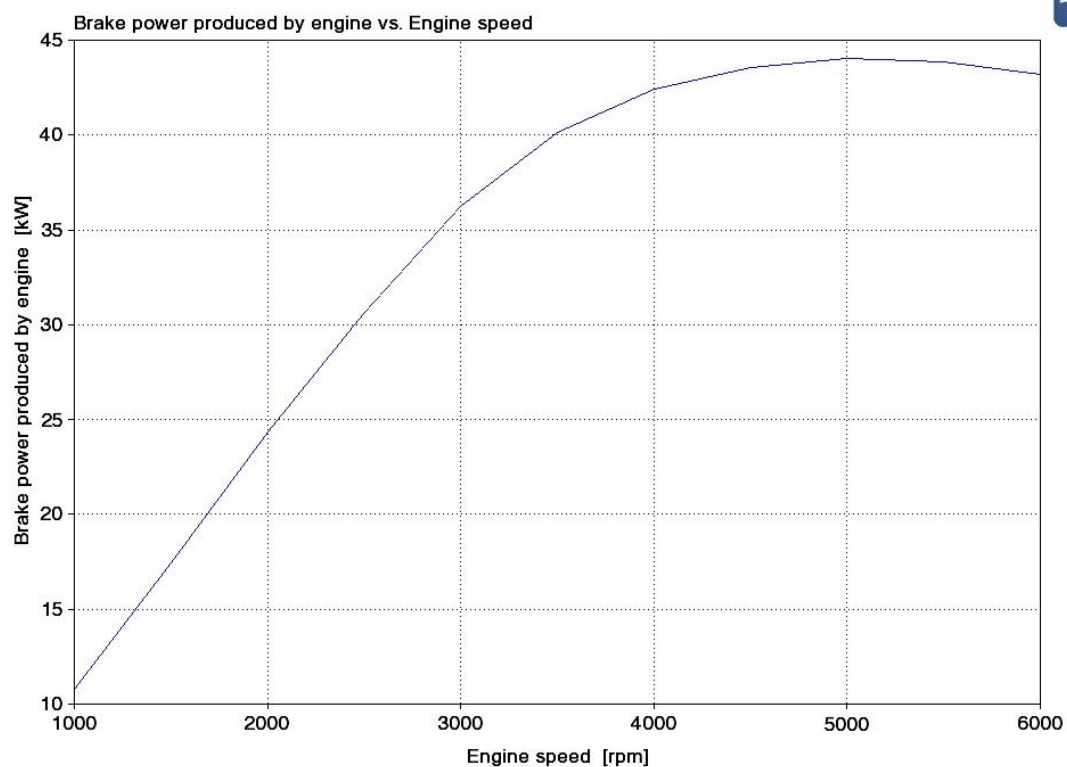
Kvůli objektivnímu posouzení výsledků předchozí simulace bylo potřeba provést simulaci klasického čtyřdobého motoru.

Tvorba modelu klasického motoru probíhala stejně jako u pětidobého motoru, přitom byly použity veškeré parametry, které byly voleny pro pracovní válce pětidobého motoru. Jedná se o vrtání, zdvih, kompresní poměr, počet ventilů, časování a průběhy zdvihu ventilů, Wiebeho model pro hoření a Woschniho model pro přestup tepla. Na obrázku 5.18 je znázorněn vytvořený simulační model.

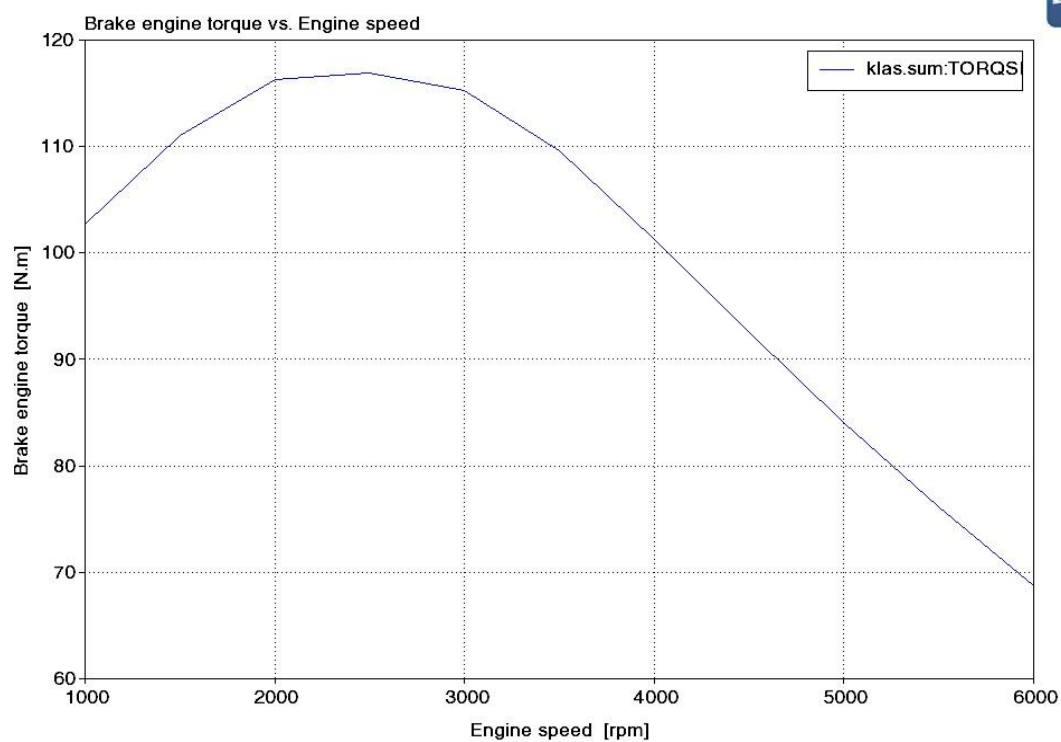


Obr. 5.18 Simulační model klasického motoru v prostředí WaveBuild

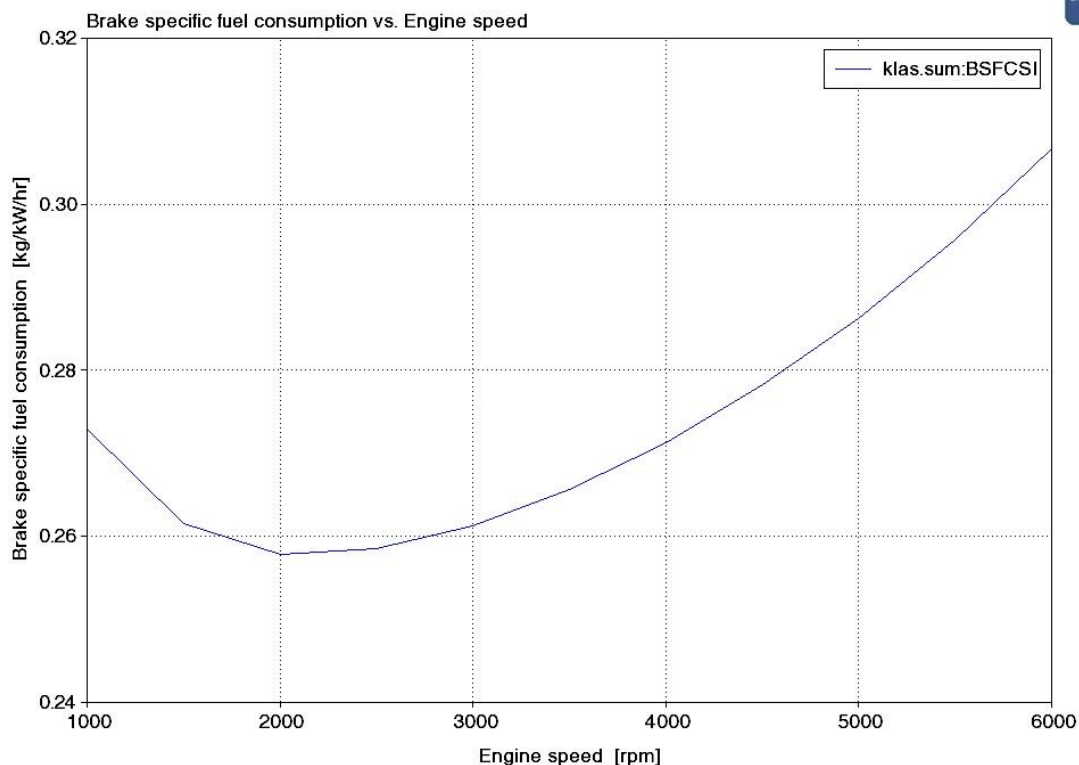
Následně se provedl výpočet a analýza modelu motoru v programu WavePost a byly vygenerovány grafy hlavních sledovaných veličin, které jsou znázorněny na obrázcích 5.19 až 5.21.



Obr. 5.19 Průběh výkonu v závislosti na otáčkách motoru



Obr. 5.20 Průběh točivého momentu v závislosti na otáčkách motoru



Obr. 5.21 Průběh měrné spotřeby paliva v závislosti na otáčkách motoru

5.4 Vyhodnocení výsledků analýz motorů

5.4.1 Porovnání výsledků výpočtů v MS Excel s analýzami ve Wave

Výsledné hodnoty hlavních analyzovaných veličin je možné porovnat více způsoby. Prvně bylo provedeno porovnání hodnot výkonů a měrných spotřeb obou motorů při 3000 1/min z výpočetního programu v MS Excel s hodnotami vypočtenými softwarem Wave. Hodnoty pro klasický čtyřdobý motor jsou uvedeny v tabulce 5.1, hodnoty pro pětidobý motor potom v tabulce 5.2.

Tab. 5.1 Porovnání výsledků pro klasický motor při 3000 1/min

	MS Excel	Wave
Výkon [kW]	31,4	36
Měrná spotřeba paliva [g/kWh]	273	258

Tab. 5.2 Porovnání výsledků pro pětidobý motor při 3000 1/min

	MS Excel	Wave
Výkon [kW]	38,4	38,5
Měrná spotřeba paliva [g/kWh]	224	210

Odlišnost výsledných hodnot pro klasický čtyřdobý motor vznikla v důsledku většího zjednodušení ve výpočetním programu TLAk.xls, kde se neuvažuje geometrie jednotlivých kanálů a potrubí, některé hodnoty potřebné pro výpočet byly voleny odhadem a celkově není simulace motoru v tomto programu tak dokonalá jako ve specializovaném softwaru Wave. I přesto ale tento program podává dostačující výsledky, jak je vidět na výsledcích pro pětidobých motor. Zde se hodnoty liší jen nepatrně.

5.4.2 Vzájemné porovnání motorů

Vzájemným porovnáním výsledných hodnot obou motorů bylo zjištěno, jak velký vliv má funkce expanzního válce na výkon, točivý moment a měrnou spotřebu paliva motoru (viz tabulka 5.3). Hodnoty těchto parametrů byly odečteny z výše uvedených diagramů.

Tab. 5.3 Vzájemné porovnání motorů

	Klasický čtyřdobý motor	Pětidobý motor
Maximální výkon	44 kW/5000 1/min	59 kW/5000 1/min
Maximální točivý moment	117 Nm/2500 1/min	125 Nm/1800-4000 1/min
Minimální měrná spotřeba při 100% zatížení	258 g/kWh při 2000 1/min	204 g/kWh při 2000 1/min

Z porovnání výsledků je zřejmé, že funkce expanzního válce má významný pozitivní vliv ve všech těchto směrech.

6 Konstrukce a technická realizace pětiodobého motoru

6.1 Provedení hlavních konstrukčních skupin

Velkou výhodou pětiodobého motoru Schmitz/Ilmor je, že jeho konstrukce není výrazně odlišná od klasického čtyřdobého zážehového motoru. Zároveň není potřeba pro realizaci odlišností použít jakýchkoli nekonvenčních postupů. Za výraznější odlišnost lze považovat různé vrtání expanzního a pracovních válců a provedení hlavy motoru, kde jsou vytvořeny přepouštěcí kanály z pracovních válců do expanzního válce.

V této kapitole je řešeno provedení hlavních součástí pětiodobého motoru a následně jsou stanoveny podmínky pro jeho realizaci. Po dohodě s vedoucím diplomové práce není z časové náročnosti v této kapitole detailně řešeno mazání a chlazení motoru, kapitola je zaměřena pouze na prvky, které jsou spjaté s termodynamikou pracovního oběhu motoru a přenosem mechanické práce na výstup z motoru. Proto jsou blok a hlava motoru modelovány zjednodušeně, v podobě vnější obálky.

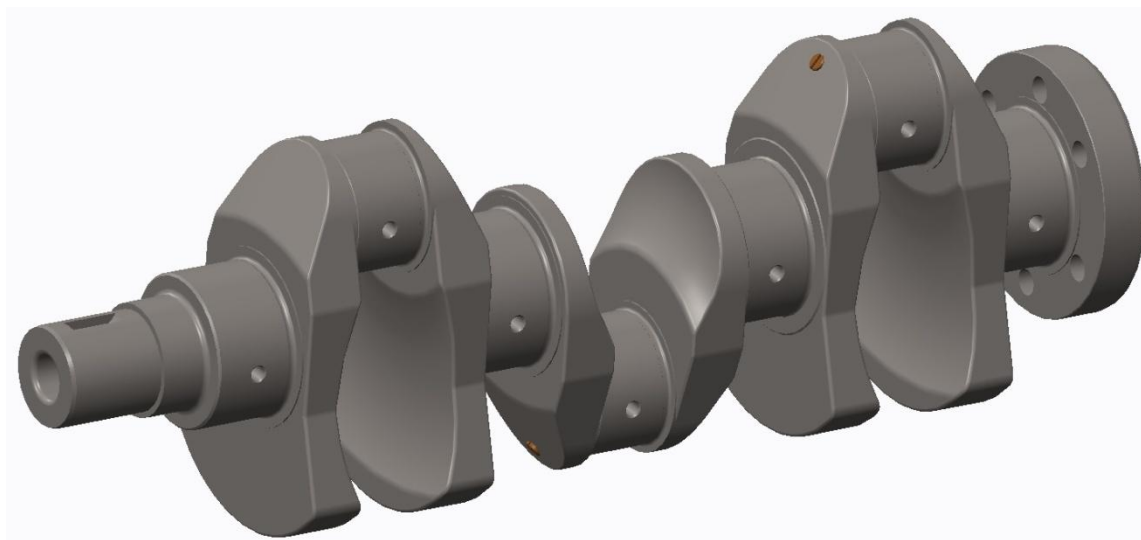
Pro zvolené rozměry a výkon motoru byly vytvořeny 3D modely prvků motoru a jejich sestava v softwaru Creo 2.0 Parametric.

6.1.1 Klikový hřídel motoru

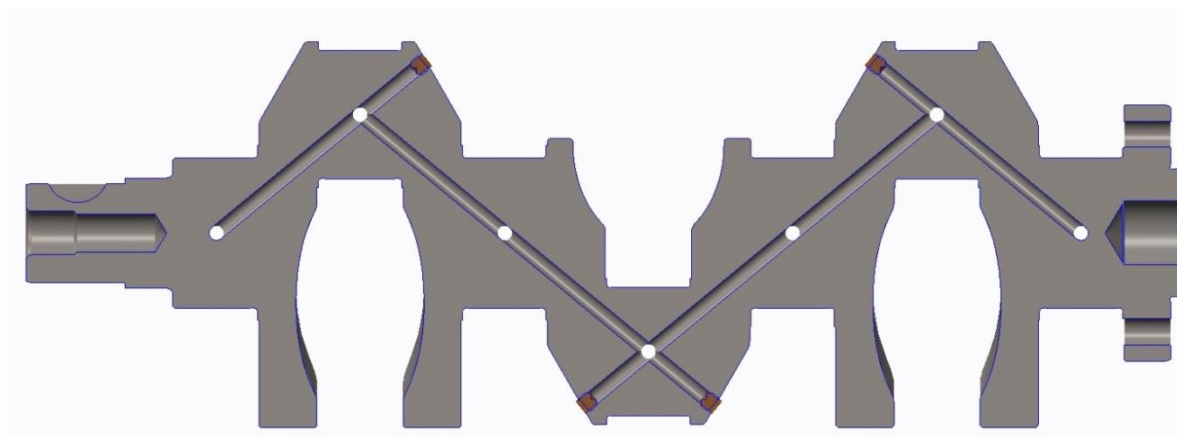
Při návrhu rozměrů jednotlivých částí klikového hřídele se vycházelo ze zvoleného vrtání pracovních válců 74 mm. Vrtání expanzního válce se zde nebralo v potaz, protože expanzní válec nepracuje s tak vysokými tlaky jako pracovní válec, tzn. že zatížení klikového hřídele v této partii není tak vysoké. Kvůli velkému vrtání expanzního válce se však musela zohlednit šířka hlavních a ojnicích čepů, aby se vložka expanzního válce vešla mezi pracovní válce a přitom byly všechny válce v jedné řadě.

Následně byly v klikovém hřídeli vyvrtány kanály pro mazání kluzných ložisek, jejich konce jsou zaslepeny závrtnými šrouby. Model klikového hřídele je zobrazen na obrázku 6.5. Po výpočtu hmotnosti ojnic a pracovního a expanzního válce bylo provedeno vyvážení klikového hřídele, přičemž setrvačné síly od rotačních hmot byly vyváženy na 100% a setrvačné síly od posuvných hmot na 60%.

Vhodným materiálem pro jeho výrobu je ocel 15 240.7, přičemž kritická místa namáhaná vysokým třením (hlavní a ojnicní čepy, hřídelové těsnění) jsou povrchově kalena. Tento díl se vyrábí jako zápustkový výkovek. Konečně byl vytvořen výrobní výkres klikového hřídele, který je přiložen v příloze DP. Model klikového hřídele je zobrazen na obrázcích 6.1 a 6.2.



Obr. 6.1 Model klikového hřídele



Obr. 6.2 Model klikového hřídele v řezu

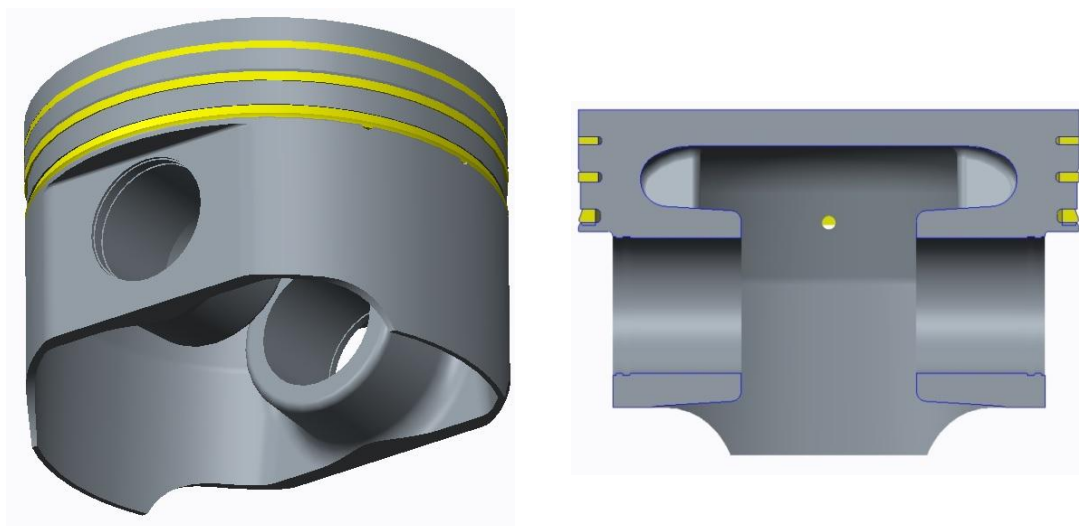
6.1.2 Ojnice motoru

Ojnice motoru byly vytvořeny upravením ojnic pro motor 1.2 HTP z konstrukčního projektu 1. Pro zjednodušení byly použity stejné ojnice pro všechny válce, pevnostní kontrola byla vypočtena pro motor 1.2 HTP a v expanzním válci dochází výrazně menšímu zatížení. Vhodným materiálem pro výrobu je ocel 14 240, výroba probíhá kováním do zápustky. Model ojnice motoru je zobrazen na obrázku 6.3.

*Obr. 6.3 Ojnice motoru*

6.1.3 Písty pracovních válců

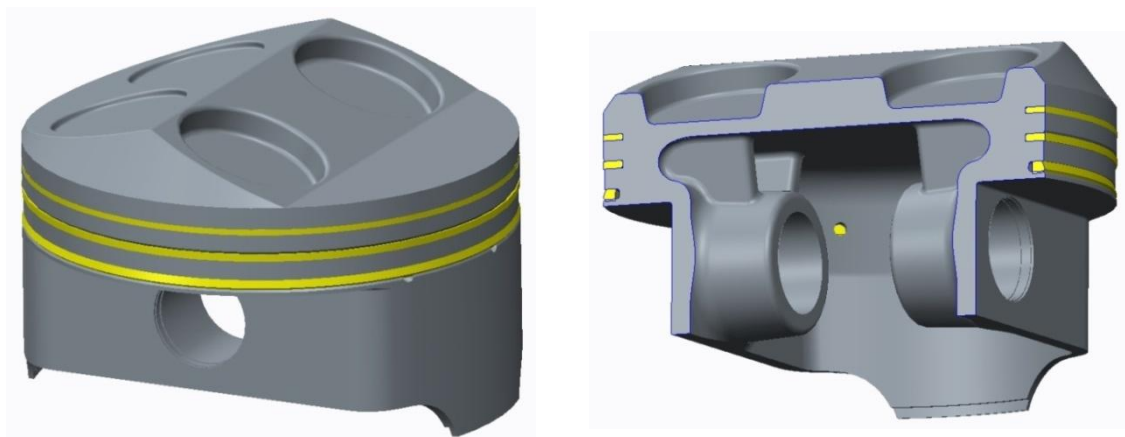
Písty pracovních válců byly navrženy pro zvolené vrtání 74 mm. Výsledného tvaru pístů bylo docíleno přepracováním pístů pro motor 1.2 HTP z konstrukčního projektu 1. Kvůli vyšším spalovacím tlakům byly použity kované písty. Jako materiál pro výrobu je vhodná slitina AlSi18CuNiMg. Písty jsou osazeny dvěma těsnícími pístními kroužky a jedním stíracím kroužkem. Model pracovního pístu je zobrazen na obrázku 6.4.

*Obr. 6.4 Píst pracovního válce*

6.1.4 Píst expanzního válce

Navržení pístu expanzního válce bylo poněkud složitější než v předchozím případě. Bylo potřeba docílit co nejmenšího objemu "škodlivého" prostoru nad pístem v poloze horní úvratí, aby se dosáhlo co nejvyšší účinnosti expanzního válce. Proto má hlava expanzního pístu tvar negativu kompresního prostoru v hlavě motoru. Následně muselo být vytvořeno velké zahloubení pro plnicí ventily, které se otvírají brzy před horní úvratí a mírné zahloubení pro výstupní ventily. Expanzní píst je rovněž osazen dvěma těsníci kroužky a jedním stíracím kroužkem.

Materiálem pro výrobu je slitina $AlSi18CuNiMg$. Z pohledu tlakového zatížení by stačilo použít píst odlitý do kokily, v expanzním válci je však píst vystaven velmi vysokému a trvalému tepelnému zatížení od přepouštěných spalín z pracovních válců. Proto je vhodnější použít kovaný píst, který se vyznačuje lepším odvodem tepla do stěny válce. Model expanzního válce je zobrazen na obrázku 6.5.

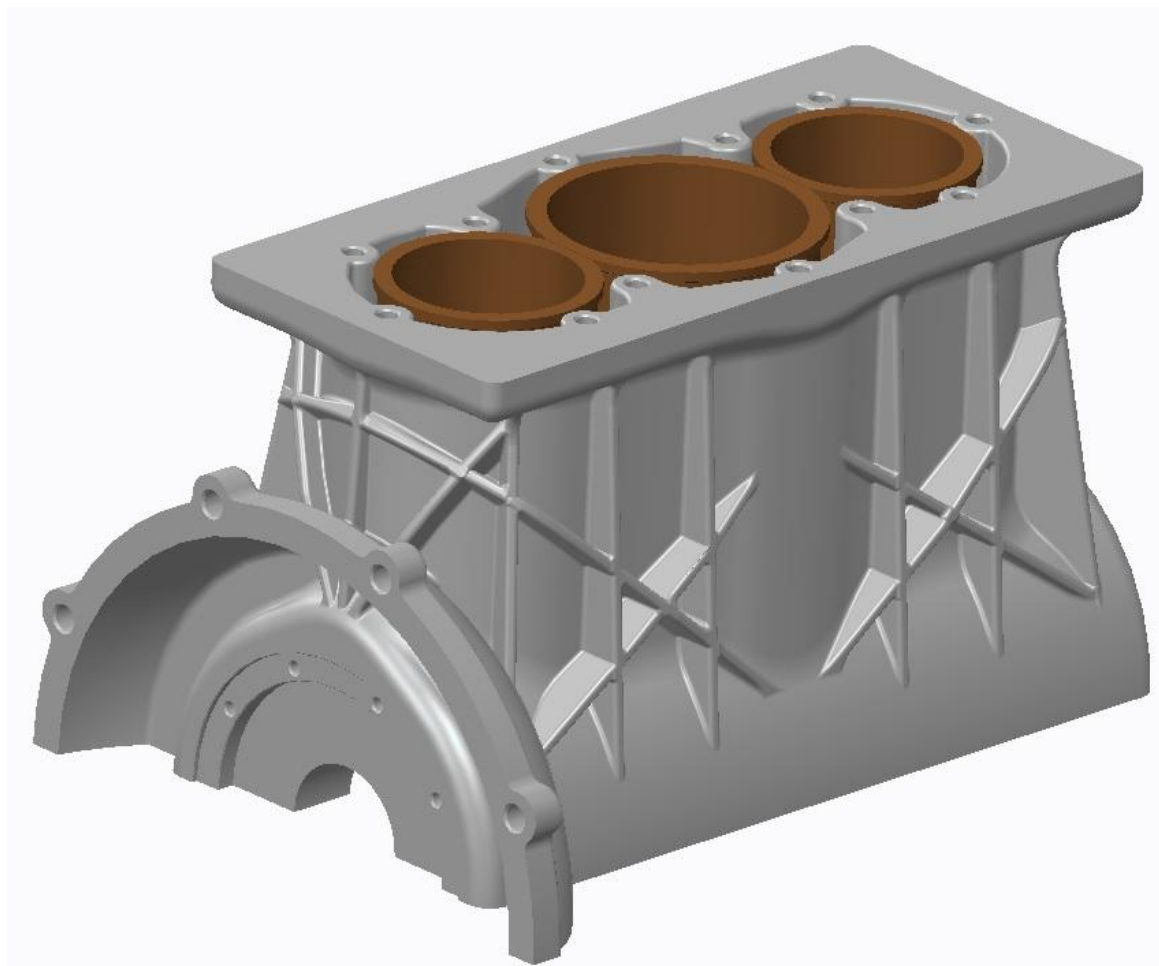


Obr. 6.5 Píst expanzního válce

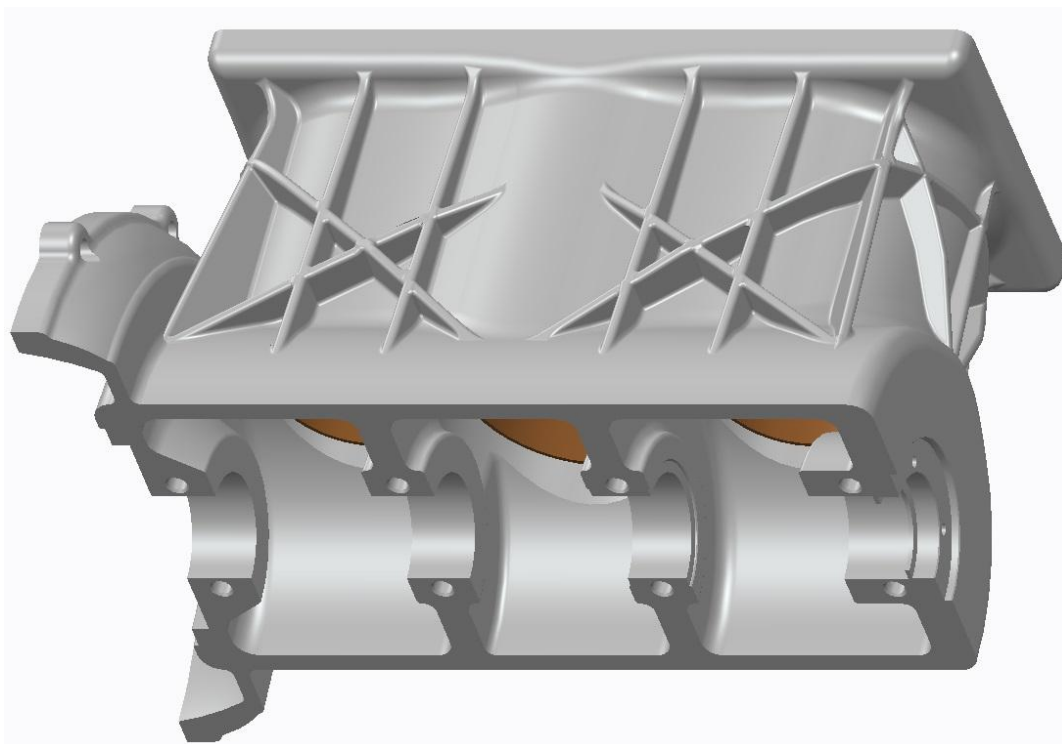
6.1.5 Blok motoru a vložky válců

Při volbě vložek válců se muselo přihlídnout k tomu, že je mezi jednotlivými vložkami relativně malá mezera. Dále bylo nutné zohlednit potřebu účinného chlazení expanzního válce a možnost jednoduché konstrukce bloku motoru. Proto byly zvoleny mokré vložky válců s uložením za dolní nákržek do bloku motoru. Vstup chladicí kapaliny bude realizován v oblasti expanzního válce, následně bude proud chladicí kapaliny rozdělen a směřován k pracovním válcům a dále pokračovat do hlavy motoru. Na vnější ploše bloku motoru bylo zhotoveno žebrování pro zamezení vzniku

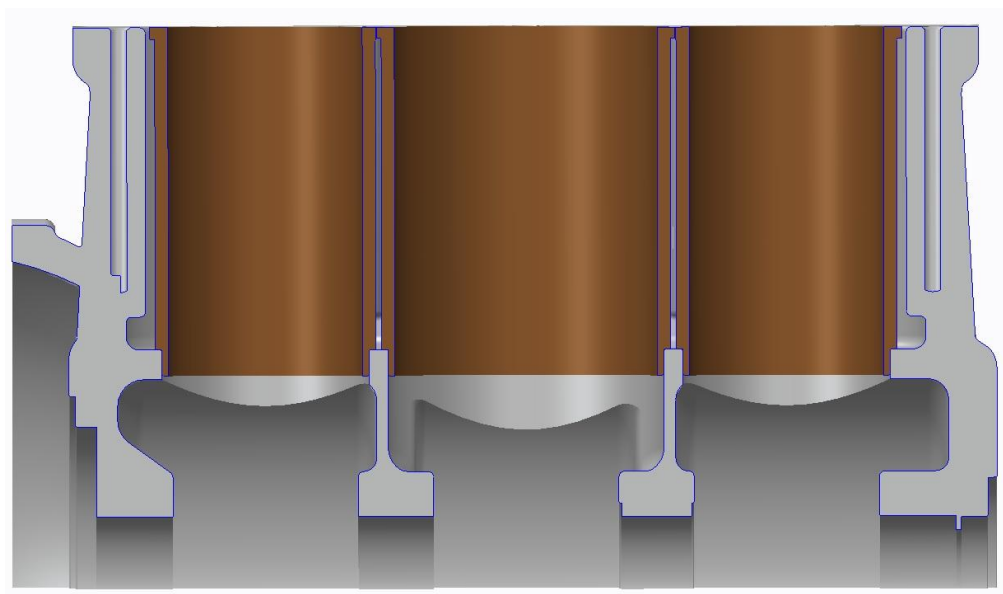
nežádoucích vibrací. Na vnitřní ploše horní partie bloku motoru byly vytvořeny nálitky pro hlavové šrouby. V oblasti výstupu točivého momentu z klikového hřídele na setrvačnickou byla vytvořena příruba pro montáž převodovky. Materiálem pro výrobu vložek válců je legovaná litina, blok motoru je odlitek z hliníkové slitiny AlSi9Cu. Blok motoru s vložkami válců je znázorněn na obrázcích 6.6 až 6.8.



Obr. 6.6 Blok motoru s vložkami válců



Obr. 6.7 Blok motoru - pohled zespoda



Obr. 6.8 Blok motoru v řezu

6.1.6 Hlava motoru

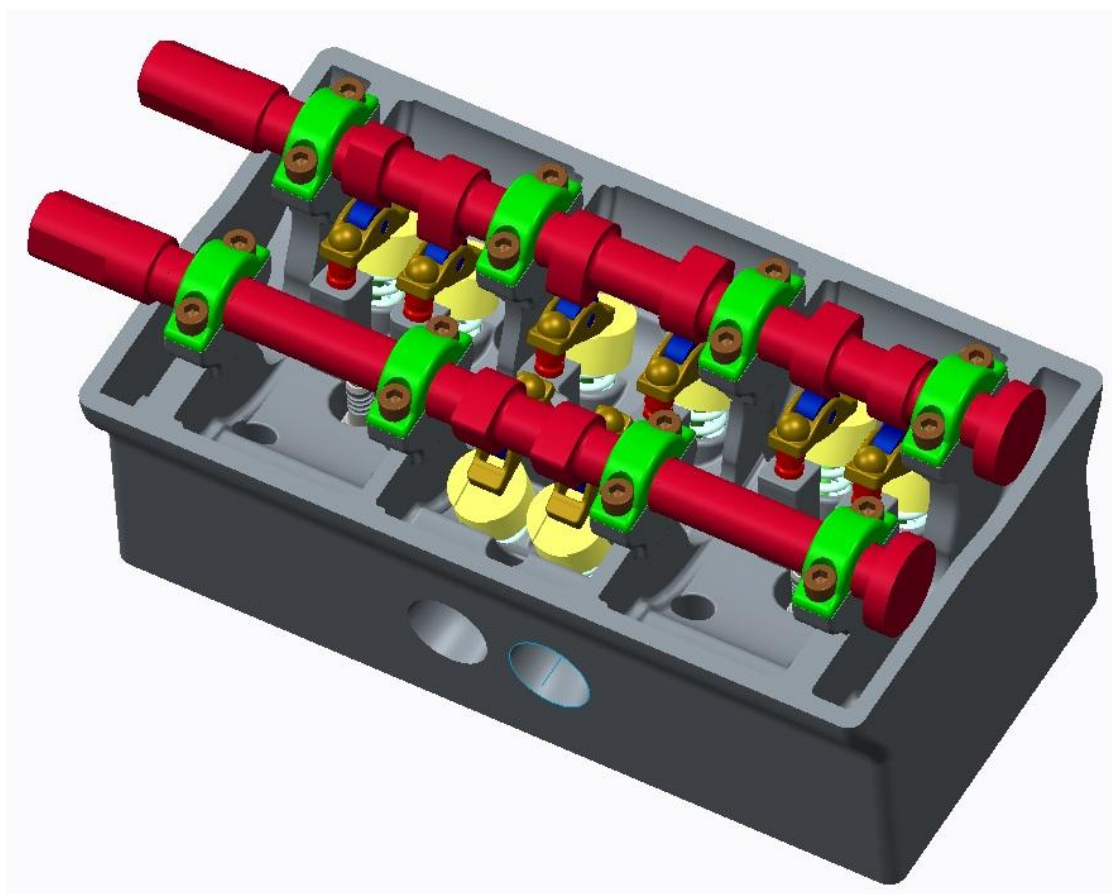
Nejsložitější a klíčovou součástí je hlava motoru. Pro pracovní válce byl zvolen klínovitý spalovací prostor, aby bylo možné ovládat sací i výfukový ventil jedním vačkovým hřídelem, společným pro plnicí ventily expanzního válce. Pro expanzní válec

byl volen střežovitý kompresní prostor. Díky tomu došlo ke zvětšení povrchu a bylo možné válec osadit čtyřmi ventily. Také bylo jednodušší přenést negativ tohoto prostoru na hlavu pístu.

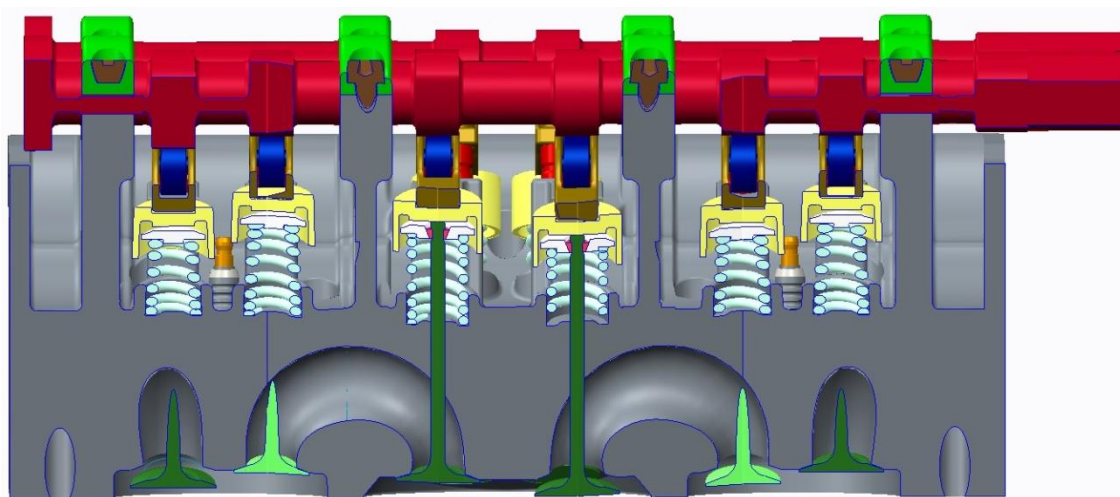
Kvůli rozdílnému vrtání válců nebylo možné umístit ventily pracovních válců a plnicí ventily expanzního válce do jedné roviny. Proto bylo nutné zvýšit náklon ventilů u pracovních válců o 4° , aby konce všech ventilů (kromě výstupních z expanzního válce) ležely v jedné přímce. V důsledku náklonu ventilů pracovních válců bylo potřeba příslušné vačky na vačkovém hřídeli pootočit právě o 4° proti směru otáčení, aby nedošlo k předčasnému otvírání a zavírání ventilů. Vahadla ventilů jsou podepřena hydraulickými členy pro zajištění automatické regulace ventilové vůle.

Následně byly vloženy výstupní ventily expanzního válce, které jsou ovládány samostatným vačkovým hřídelem, jenž rotuje stejnou rychlostí jako klikový hřídel. Tyto jediné ventily se otvírají každou otáčku klikového hřídele. Tvar vaček byl vytvořen s ohledem na zvolenou délku a průběh zdvihu ventilů.

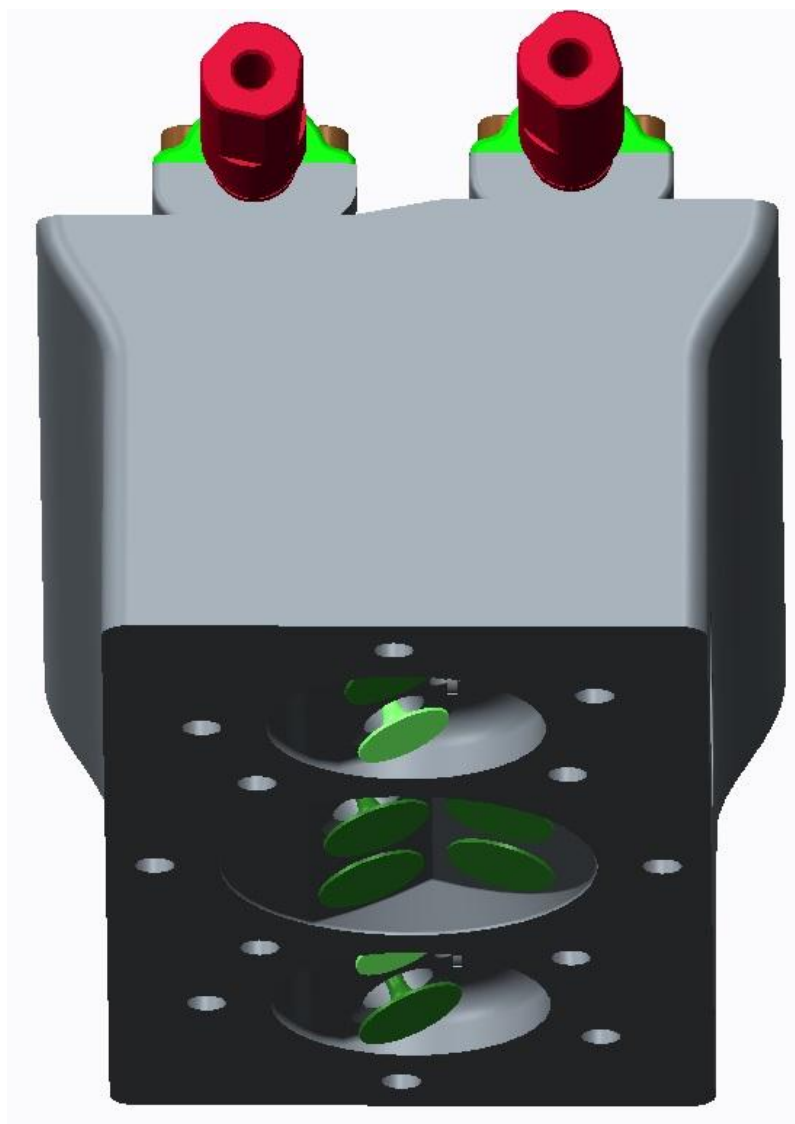
Hlava motoru je vyrobena odlitím a následným obrobením ze slitiny AlSi15CuNiMg. Vysokému tepelnému namáhání musí odolávat jednak výfukové ventily pracovních válců, ale také plnicí a výstupní ventily expanzního válce. Tyto ventily jsou tvořeny třemi částmi. Stopkou ventilu z ořezuvzdorné oceli, k ní přivařenou hlavou ventilu z vysokolegované žáruvzdorné oceli a dosedací plochou ze stelitů. Stejně tak sedla ventilů jsou vyrobeny ze žáruvzdorné oceli. Pro lepší odvod tepla dříkem ventilu do hlavy motoru je vhodné použít duté ventily plněné sodíkem nebo dusíkem. Vačkové hřídele jsou vyrobeny z oceli 14 220, zápusťkovým kováním. Model hlavy motoru je zobrazen na obrázcích 6.9 až 6.11.



Obr. 6.9 Hlava motoru - pohled shora



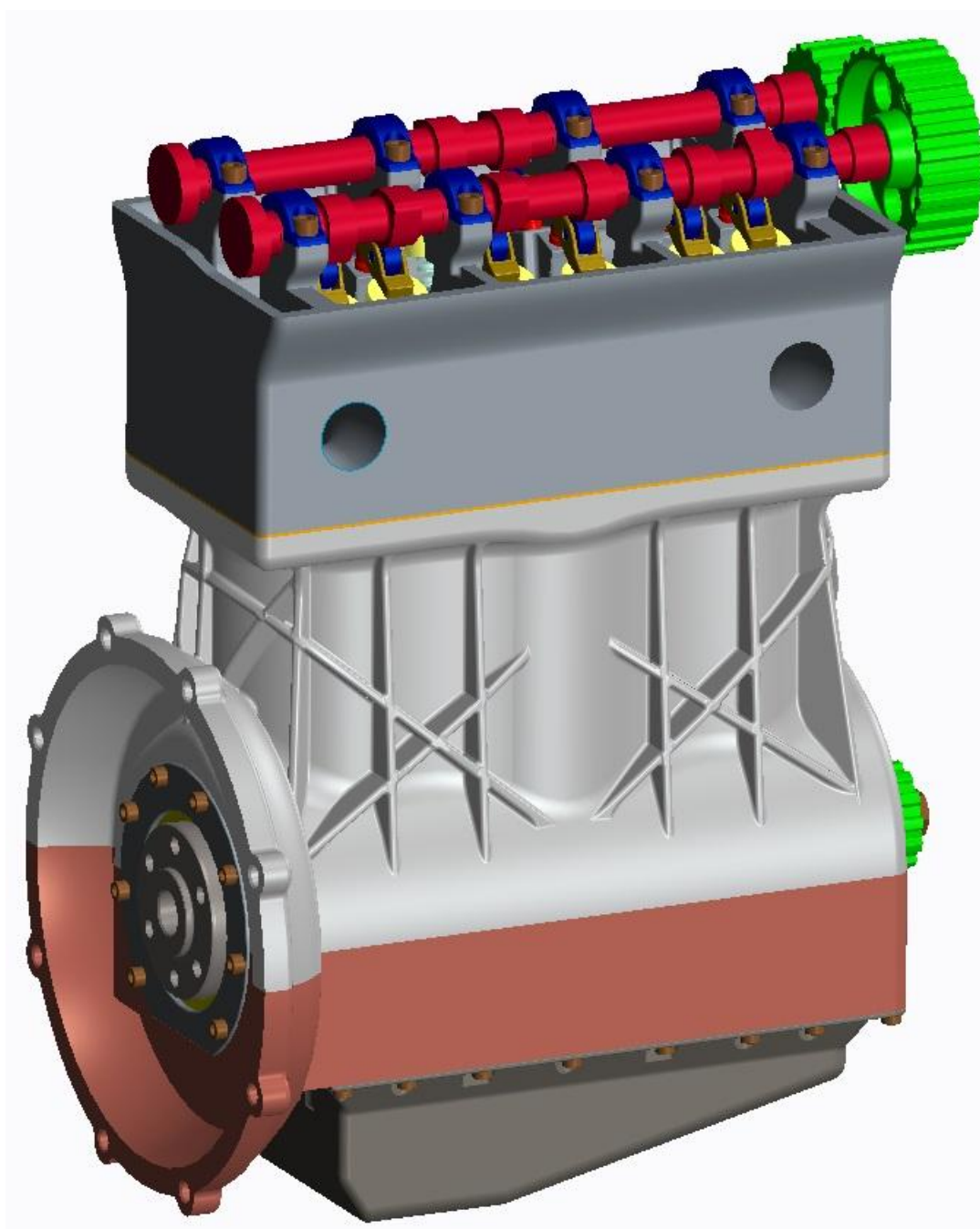
Obr. 6.10 Hlava motoru - řez přepouštěcími kanály



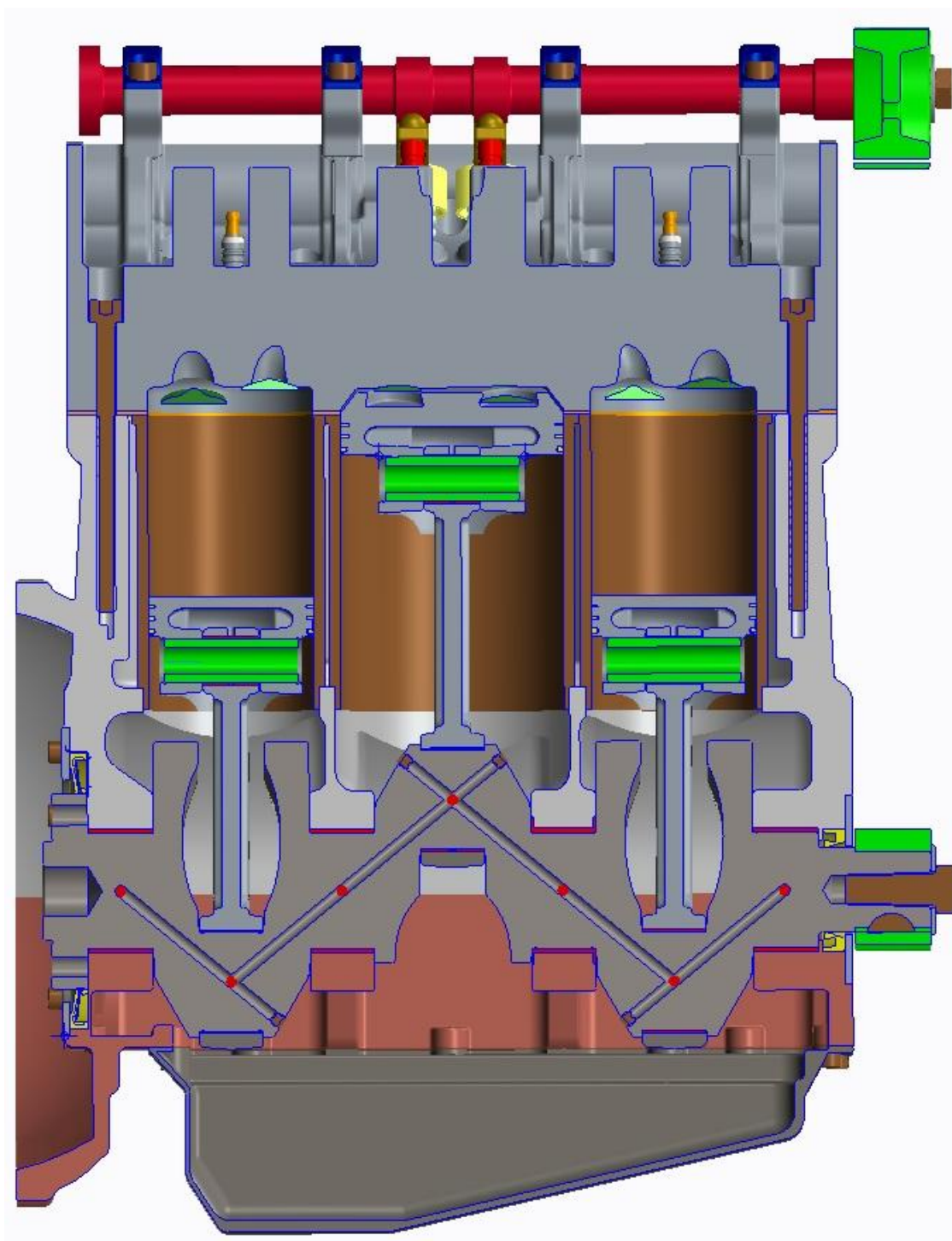
Obr. 6.11 Hlava motoru - pohled zespodu

6.1.7 Sestava motoru

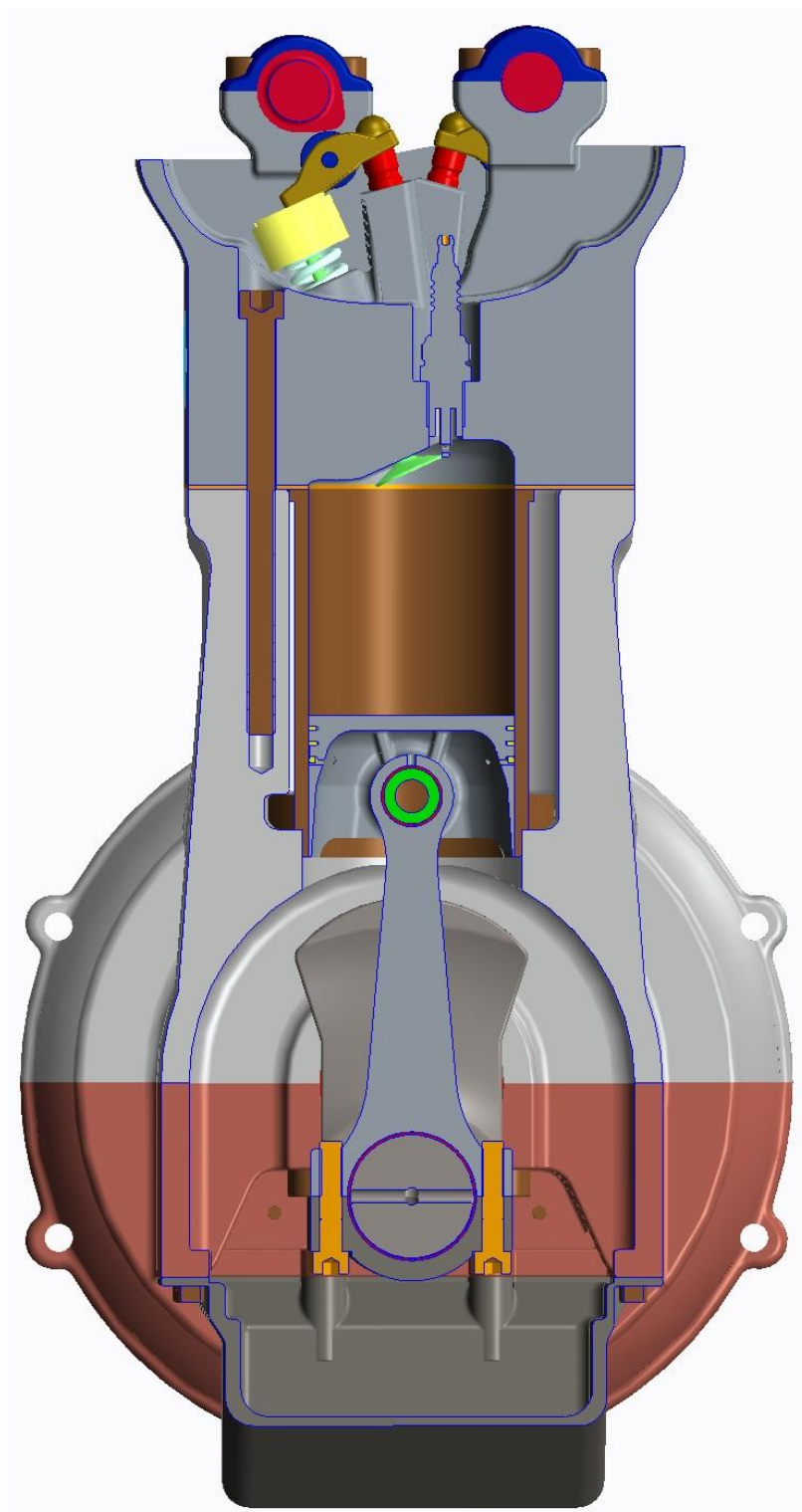
Konečně byla vytvořena sestava motoru. Pro uložení klikového hřídele byl zvolen jednodílný ložiskový rošt. Na obrázcích 6.12 až 6.15 je znázorněna konstrukce motoru. Více detailních obrázků je přiloženo na CD.



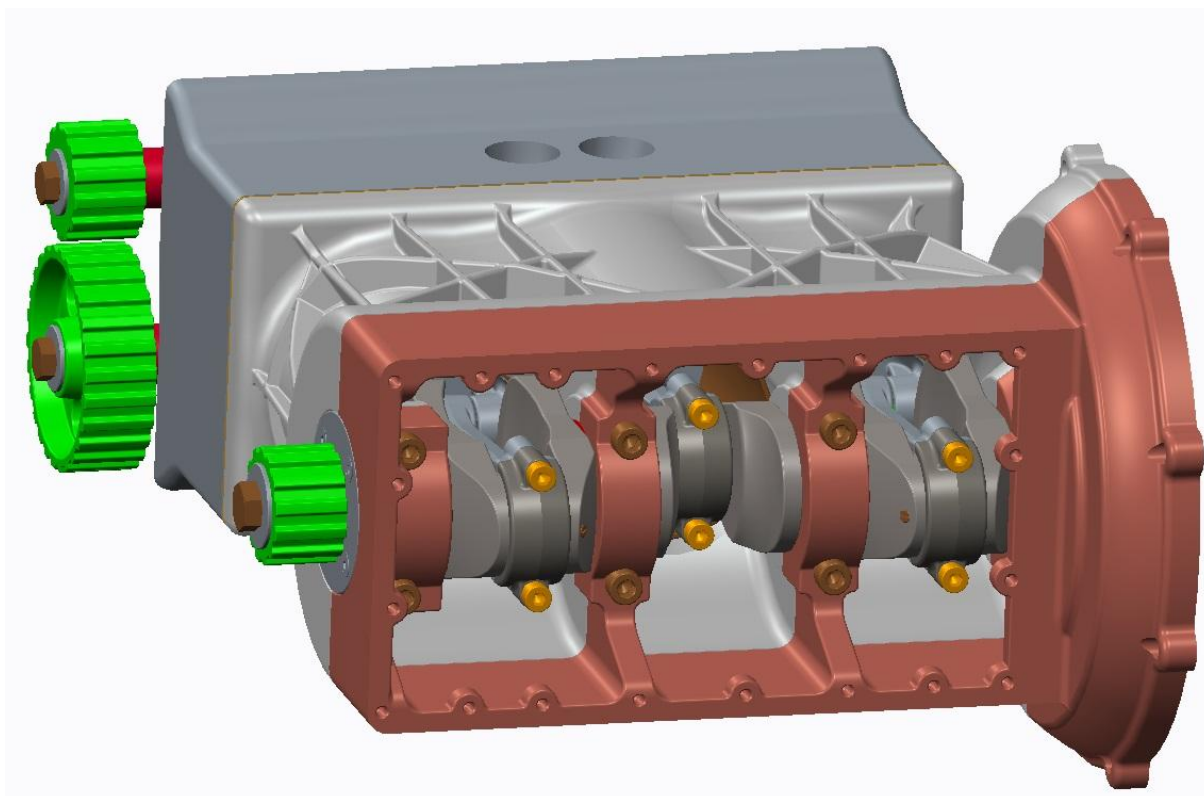
Obr. 6.12 Sestava pětidobého motoru



Obr. 6.13 Sestava motor - podélný řez



Obr. 6.14 Sestava motoru - příčný řez pracovním válcem



Obr. 6.15 Sestava motoru - pohled na ložiskový rošt klikového hřídele

6.2 Podmínky pro technickou realizaci motoru

Jak již bylo zmíněno, při provozu tohoto motoru dochází k nadměrnému tepelnému zatěžování expanzního válce a jeho součástí (píst, pístní kroužky, ventily). Proto musí být zajištěno účinné chlazení těchto partií, např. zvoleným provedením mokrých vložek válců a vhodným průtokem chladicí kapaliny blokem motoru.

Další podmínkou pro technickou realizaci je vyvážení klikového hřídele. Sám o sobě je tento klikový hřídel přirozeně momentově vyvážen, dále na něm bylo provedeno 100% vyvážení od rotačních sil a 60% vyvážení od posuvných sil 1.řádu. Nevýhodou tohoto řešení je vznik střídavých momentů z důvodu nesymetrie, kterou lze odstranit použitím dvou vyvažovacích hřídelů pro 1. a 2. řád.

Dále je nutné zvolit vhodný agregát dmyhadla a turbíny (rozměry, průtokové průřezy, průměr obtokového ventilu) tak, aby bylo docíleno požadovaného plnícího tlaku v celém rozsahu otáček motoru.

Ostatní podmínky pro technickou realizaci tohoto motoru se nijak neliší od podmínek pro klasický čtyřdobý zážehový motor.

7 Závěr

Cílem této diplomové práce bylo popsat současnou úroveň vozidlových zážehových motorů a následně objasnit koncepci spalovacích motorů s prodlouženou expanzí. Podrobněji byla zkoumána koncepce pětidobého motoru Schmitz/Ilmor z hlediska celkové účinnosti motoru a dosažitelného výkonu. Nejprve byla provedena analýza termodynamickým výpočtem za pomoci programu TLAK v prostředí MS Excel, následně byl motor vymodelován a simulován ve specializovaném softwaru Wave. Vypočtené výsledky hlavních zkoumaných parametrů byly porovnány s výsledky klasického čtyřdobého motoru při zachování stejných vstupních parametrů pro výpočet a geometrie motoru. Nakonec byly navrženy a vytvořeny jednotlivé komponenty motoru v softwaru Creo 2.0 Parametric pro zvolené rozměry motoru a byly stanoveny podmínky pro jeho realizaci. Diplomová práce ukazuje, že pětidobý motor disponuje znatelně vyšším dosažitelným výkonem a nižší měrnou spotřebou paliva než klasický čtyřdobý motor.

Použitá literatura

- [1] BEROUN, S.: Vozidlové motory, Studijní texty k předmětu "Motorová vozidla", TU v Liberci
- [2] BEROUN, S., PÁV, K.: Vybrané statě z vozidlových spalovacích motorů, Skripta TU v Liberci, 2013
- [3] FILIPI, J.: Mechanismus jednoválcového vznětového motoru s prodlouženou expanzí, Diplomová práce, VUT Brno, 2010
- [4] SCHOLZ, C.: Studijní texty k předmětu "Pohonné jednotky 1", TU v Liberci, 2013
- [5] SCHOLZ, C.: Studijní texty k předmětu "Základy vozidlových motorů", TU v Liberci
- [6] SNÁŠEL, P.: Alternativní paliva pro spalovací motory pro komerční automobily, Bakalářská práce, VUT Brno, 2008

Informační materiály z webových stránek:

- [7] Informace o historii karburátorů, dostupné na: <http://www.eurooldtimers.com/>
- [8] Informace o systémech vstřikování benzínu, dostupné na: www.auto.cz
- [9] Informace o motorech Škoda Auto, dostupné na: www.forum.octaviacub.cz
- [10] Informace o motorech Škoda Auto, dostupné na: www.autanet.cz
- [11] Informace o vozidle poháněném stlačeným vzduchem, dostupné na: <http://www.auto.idnes.cz>
- [12] Informace o pětidobém motoru, dostupné na: <http://www.quardamx.cz/>